



**ESPE**

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS**  
**INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA**

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DE TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA: “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE  
TUBOS DE ACERO HASTA 8 PULGADAS SCH 40 PARA LA EMPRESA  
SAURUS ECUADOR CIA. LTDA.”**

**AUTOR: GARCÉS CALDERÓN, EDUARDO ANDRÉS**

**DIRECTOR:  
ING. NARANJO GUATEMALA, CARLOS RODRIGO, MSc.**

**SANGOLQUÍ**

**2019**



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICADO DIRECTOR

**CERTIFICACIÓN**

Certifico que el trabajo de titulación **“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE TUBOS DE ACERO HASTA 8 PULGADAS SCH 40 PARA LA EMPRESA SAURUS ECUADOR CIA. LTDA.”** fue realizado por el señor: **Garcés Calderón Eduardo Andrés** el mismo que ha sido revisado en su totalidad, analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 17 de Julio del 2019

Firma:

Carlos Rodrigo Naranjo Guatemala

C.C: 170708708-4



# ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
INGENIERÍA MECÁNICA

### AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **Garcés Calderón Eduardo Andrés**, declaro que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **"DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE TUBOS DE ACERO HASTA 8 PULGADAS SCH 40 PARA LA EMPRESA SAURUS ECUADOR CIA. LTDA."**, es de mi autoría y de mi responsabilidad cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos y metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Consecuentemente el contenido de la investigación mencionada es veraz.

Sangolquí, 17 de Julio del 2019

Firma:

Una firma manuscrita en tinta azul que parece decir 'Eduardo Garcés', escrita sobre una línea de puntos horizontal.

Eduardo Andrés Garcés Calderón

C.C: 171760303-7



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
INGENIERÍA MECÁNICA**

**AUTORIZACIÓN**

Yo, **Garcés Calderón Eduardo Andrés** autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: ***“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE TUBOS DE ACERO HASTA 8 PULGADAS SCH 40 PARA LA EMPRESA SAURUS ECUADOR CIA. LTDA.”*** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi responsabilidad.

Sangolquí, 17 de Julio del 2019

Firma:

Una firma manuscrita en tinta azul, que parece ser la del Sr. Eduardo Andrés Garcés Calderón, sobre una línea punteada.

Eduardo Andrés Garcés Calderón

C.C: 171760303-7

## DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres Eduardo y Leidy por haber sido un apoyo importante y un ejemplo a seguir durante toda mi vida, ya que sin ellos nunca hubiera llegado tan lejos.

A mis hermanos Luis y Germania, quienes a pesar de las adversidades siempre han estado a mi lado apoyándome para ser una mejor persona.

A mi tía Yerlis quien desde pequeño me ha brindado su apoyo incondicional sin pedir nada a cambio, quedo eternamente agradecido.

A mis primos quienes siempre han estado pendiente de mí a pesar de la distancia.

A todos mis amigos más cercanos Sebastián Balseca, André Cobo, Daniel Gutiérrez, Bryan Jaramillo, Fernando Pineda por el apoyo incondicional en todos los aspectos de la vida, por estar a mi lado durante todos los buenos y malos momentos.

## **AGRADECIMIENTOS**

A mis padres por darme la vida y brindarme el apoyo fundamental desde pequeño y nunca dejarme rendir ante los problemas de la vida.

A la Universidad de las Fuerza-ESPE por toda la enseñanza de calidad que recibí durante esta etapa, a todos y cada uno de los profesores que fueron una guía importante para el desarrollo de las habilidades y conocimientos adquiridos a lo largo de esta carrera.

A mi director de mi Tesis Ing. Carlos Naranjo Guatemala por todo el apoyo recibido durante el desarrollo de este trabajo desde la concepción del mismo hasta su culminación iluminando con su experiencia todo el arduo camino para terminar con éxito este trabajo de titulación.

Al gerente de la empresa SAURUS ECUADOR CIA.LTDA. Ing. Daniel Romero por la confianza brindada durante la ejecución de este proyecto, por ser un apoyo incondicional y guía en el desarrollo del proyecto.

En general, a todas las personas que directa o indirectamente estuvieron involucradas en el desarrollo de este trabajo y a lo largo de mi vida estudiantil.



## ÍNDICE DE CONTENIDOS

<b>CERTIFICADO DIRECTOR .....</b>	<b>i</b>
<b>AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD.....</b>	<b>ii</b>
<b>AUTORIZACIÓN .....</b>	<b>iii</b>
<b>DEDICATORIA.....</b>	<b>iv</b>
<b>AGRADECIMIENTOS .....</b>	<b>v</b>
<b>ÍNDICE DE CONTENIDOS.....</b>	<b>vi</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS .....</b>	<b>ix</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS .....</b>	<b>x</b>
<b>RESUMEN.....</b>	<b>xii</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>xiii</b>
<b>CAPÍTULO I</b>	
<b>ANTECEDENTES .....</b>	<b>1</b>
1.1 Tema .....	1
1.2 Introducción .....	1
1.3 Justificación .....	3
1.4 Objetivos.....	4
1.4.1 Objetivo General.....	4
1.4.2 Objetivos Específicos .....	4
1.5 Alcance del proyecto .....	4
<b>CAPÍTULO II</b>	
<b>ESTADO DEL ARTE.....</b>	<b>5</b>
2.1 Curvado.....	5
2.1.1 Doblado .....	6
2.1.2 Doblado de material tubular.....	6
2.1.3 Defectos de doblado.....	7
2.1.4 Consideraciones para doblado de material tubular .....	12
2.2 Métodos de Doblado.....	13
2.2.1 Doblado en frío .....	14
2.2.2 Doblado en Caliente .....	17
2.3 Máquinas dobladoras de radios grandes.....	18

2.3.1 Componentes de una máquina curvadora de tubos .....	19
2.3.2 Tipos de máquinas curvadoras.....	25
<b>CAPITULO III</b>	
<b>SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS Y DISEÑO DE COMPONENTES .....</b>	<b>27</b>
3.1 Requerimientos de diseño .....	27
3.2 Criterios de Selección para configuración método de doblado.....	28
3.3 Fuerza de doblado.....	31
3.4 Diseño del sistema de transmisión de potencia.....	43
3.4.1 Selección de elementos de transmisión de potencia .....	45
3.4.2 Cadenas de rodillos .....	48
3.4.3 Diseño de Ejes Laterales.....	58
3.4.4 Diseño de Eje central.....	67
3.4.5 Diseño de cuñas .....	71
3.4.6 Selección de rodamientos .....	74
3.4.6.1 Carga estática equivalente del rodamiento.....	75
3.4.6.2 Lubricación de rodamientos.....	81
3.4.7 Alojamiento para rodamientos .....	82
3.4.7.1 Alojamiento para rodamientos de los ejes laterales.....	82
3.4.7.2 Alojamiento para rodamiento del eje central y acople móvil .....	84
3.4.8 Diseño de Rodillos.....	87
3.4.8.1 Esfuerzo por fatiga superficial .....	88
3.4.8.2 Resistencia a la fatiga superficial .....	93
3.5 Diseño del sistema hidráulico .....	96
3.5.1 Selección del cilindro hidráulico.....	97
3.5.2 Calculo de la presión de trabajo .....	99
3.5.3 Calculo del caudal de trabajo .....	100
3.5.4 Selección de bomba .....	100
3.5.5 Dimensionamiento de tuberías .....	103
3.5.6 Dimensionamiento del depósito.....	105
3.6 Diseño del bastidor .....	108
3.7 Diseño del sistema de control eléctrico .....	111



<b>CAPÍTULO IV</b>	
<b>ANÁLISIS FINANCIERO.....</b>	<b>114</b>
4.1 Introducción .....	114
4.2 Sistema motriz.....	114
4.3 Sistema hidráulico .....	115
4.4 Bastidor .....	116
4.5 Sistema de control eléctrico.....	116
4.6 Costo Total del proyecto.....	117
<b>CAPÍTULO V</b>	
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....</b>	<b>118</b>
5.1 Conclusiones .....	118
5.2 Recomendaciones.....	119
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>120</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b>	<i>Lista de requerimientos solicitados por SAURUS CIA. LTDA.</i>	27
<b>Tabla 2</b>	<i>Matriz de selección del método de curvado</i>	29
<b>Tabla 3</b>	<i>Coefficiente de fricción de algunas combinaciones de materiales</i>	36
<b>Tabla 4</b>	<i>Masas de elementos principales que estarán en movimiento</i>	40
<b>Tabla 5</b>	<i>Momentos de Inercia de elementos que estarán en movimiento</i>	41
<b>Tabla 6</b>	<i>Características de caja reductora</i>	43
<b>Tabla 7</b>	<i>Factor de servicio para máquinas motrices</i>	51
<b>Tabla 8</b>	<i>Factores de corrección de dientes, K1</i>	55
<b>Tabla 9</b>	<i>Factores de torones múltiples, K2</i>	55
<b>Tabla 10</b>	<i>Tipos de lubricación para cadenas de rodillos</i>	57
<b>Tabla 11</b>	<i>Fuerzas que participan en el proceso de curvado</i>	58
<b>Tabla 12</b>	<i>Reacciones en los apoyos A y C</i>	60
<b>Tabla 13</b>	<i>Factores de Marín para eje porta rodillo lateral</i>	62
<b>Tabla 14</b>	<i>Sensibilidad a la muesca y factores de concentración de esfuerzo</i>	63
<b>Tabla 15</b>	<i>Cargas que actúan en el punto crítico (Tomadas de las figuras 36 y 37)</i>	63
<b>Tabla 16</b>	<i>Momentos y torques medios y alternantes</i>	64
<b>Tabla 17</b>	<i>Factor de seguridad en varios puntos del eje</i>	67
<b>Tabla 18</b>	<i>Sensibilidad a la muesca y factores de concentración de esfuerzo</i>	69
<b>Tabla 19</b>	<i>Momentos medios y alternantes</i>	70
<b>Tabla 20</b>	<i>Tabla de selección de cuñas</i>	72
<b>Tabla 21</b>	<i>Reacciones en los ejes laterales y central</i>	75
<b>Tabla 22</b>	<i>Valores orientativos para el factor de seguridad estática <math>S_o</math></i>	76
<b>Tabla 23</b>	<i>Factor de carga estática para rodamientos de bolas</i>	77
<b>Tabla 24</b>	<i>Factor de carga estática para rodamientos de rodillos a rótula</i>	79
<b>Tabla 25</b>	<i>Factor de carga estática para rodamientos de rodillos cilíndricos</i>	80
<b>Tabla 26</b>	<i>Datos de resistencia a la fatiga superficial para varios materiales</i>	94
<b>Tabla 27</b>	<i>Determinación del cilindro SERIE CR</i>	97
<b>Tabla 28</b>	<i>Factores de relación entre altura y ancho de tanques rectangulares</i>	107
<b>Tabla 29</b>	<i>Cargas aplicadas al bastidor</i>	109
<b>Tabla 30</b>	<i>Costos de elementos del sistema motriz</i>	114
<b>Tabla 31</b>	<i>Precios de elementos del sistema hidráulico</i>	115
<b>Tabla 32</b>	<i>Precios de elementos estructurales</i>	116
<b>Tabla 33</b>	<i>Precios de elementos del sistema de control eléctrico</i>	116
<b>Tabla 34</b>	<i>Costo total del proyecto</i>	117

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> Fibras a compresión y a tracción .....	6
<b>Figura 2</b> Tipos de mandriles para doblez de tubo .....	7
<b>Figura 3</b> Arrugas generadas en la pared interna de un tubo .....	8
<b>Figura 4</b> Tolerancia de Arrugas sugerida .....	9
<b>Figura 5</b> Ovalización .....	10
<b>Figura 6</b> Recuperación elástica en el doblado .....	11
<b>Figura 7</b> Dimensiones y términos para el doblado de tubos. ....	12
<b>Figura 8</b> Doblado de tubos por el método de estirado. ....	14
<b>Figura 9</b> Doblado de tubos por el método de Compresión. ....	15
<b>Figura 10</b> Doblado de tubos por el método de Arrastre .....	16
<b>Figura 11</b> Doblado con rodillos .....	16
<b>Figura 12</b> Dobladora de tubos y perfiles .....	18
<b>Figura 13</b> Componentes principales de una máquina curvadora .....	20
<b>Figura 14</b> Componentes principales de un sistema hidráulico .....	21
<b>Figura 15</b> Ejemplo de un sistema de transmisión de potencia .....	22
<b>Figura 16</b> Circuito de potencia de un motor eléctrico trifásico. ....	23
<b>Figura 17</b> Curvado de tubería, radio pequeño .....	25
<b>Figura 18</b> Curvadora piramidal, movimiento hidráulico del rodillo central .....	26
<b>Figura 19</b> Métodos de doblado de tubería en frío .....	28
<b>Figura 20</b> Movimiento de los rodillos laterales y central. ....	30
<b>Figura 21</b> Diagrama Esfuerzo-Deformación .....	31
<b>Figura 22</b> Flexión plástica de una viga de sección rectangular .....	32
<b>Figura 23</b> Cortante, momento y deflexión de vigas con apoyo simple: carga central ...	33
<b>Figura 24</b> Análisis de la fuerza de doblado por elementos finitos .....	35
<b>Figura 25</b> Fuerzas resultantes del proceso de curvado .....	36
<b>Figura 26</b> Diámetro preliminar para los ejes, calculado en programa MITCALC .....	38
<b>Figura 27</b> Selección de cadena preliminar, calculado en programa MITCALC .....	39
<b>Figura 28</b> Momento de Inercia de un sólido rígido .....	39
<b>Figura 29</b> Placa de Identificación de la caja reductora .....	43
<b>Figura 30</b> Caja reductora .....	44
<b>Figura 31</b> Tren de engranes simple .....	46
<b>Figura 32</b> Polea tensora .....	47
<b>Figura 33</b> Estructura de la cadena de rodillos .....	49
<b>Figura 34</b> Esquema del sistema de transmisión de potencia .....	50
<b>Figura 35</b> Distribución de cargas en eje de rodillo lateral .....	59
<b>Figura 36</b> Diagrama cortante y momento flector eje lateral, Plano XY .....	59
<b>Figura 37</b> Diagrama cortante y momento flector eje lateral, Plano XZ .....	60
<b>Figura 38</b> Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla .....	65
<b>Figura 39</b> Distribución de cargas en eje de central .....	67

<b>Figura 40</b>	Diagrama cortante y momento flector eje lateral, Plano XZ.....	68
<b>Figura 41</b>	Nomenclatura de cuñas y cuñeros. ....	71
<b>Figura 42</b>	Rodamientos rígidos de una hilera de bolas $d = 150 - 180$ [mm] .....	78
<b>Figura 43</b>	Rodamientos de rodillo a rótula $d = 180 - 220$ [mm] .....	79
<b>Figura 44</b>	Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos $d = 140 - 170$ [mm] .....	81
<b>Figura 45</b>	Cargas aplicadas al alojamiento inferior .....	82
<b>Figura 46</b>	Esfuerzo de Von Mises en el alojamiento inferior .....	83
<b>Figura 47</b>	Cargas aplicadas al alojamiento inferior .....	83
<b>Figura 48</b>	Esfuerzo de Von Mises en el alojamiento superior .....	84
<b>Figura 49</b>	Cargas aplicadas al alojamiento móvil.....	85
<b>Figura 50</b>	Factor de seguridad en el alojamiento móvil .....	86
<b>Figura 51</b>	Prisma elipsoidal de distribución de la presión, para contacto cilíndrico .....	88
<b>Figura 52</b>	Esquema del circuito hidráulico .....	97
<b>Figura 53</b>	Influencia del tipo de fijación sobre la longitud de pandeo.....	98
<b>Figura 54</b>	Bomba de engranajes externos tipo GHP1 .....	101
<b>Figura 55</b>	Simulación circuito hidráulico .....	102
<b>Figura 56</b>	Manguera hidráulica de 6 mallas 100R15 .....	104
<b>Figura 61</b>	Depósito de aceite hidráulico.....	107
<b>Figura 58</b>	Distribución de cargas en el bastidor.....	108
<b>Figura 59</b>	Factor de seguridad, análisis por elementos finitos del bastidor .....	110
<b>Figura 60</b>	Desplazamiento, análisis por elementos finitos del bastidor.....	111
<b>Figura 61</b>	Diagrama de control para cambio de giro del motor eléctrico.....	112
<b>Figura 62</b>	Circuito de potencia de un motor trifásico.....	113

## RESUMEN

El presente trabajo se empezó por definir los parámetros de diseño que se utilizarán en el mismo, después se realizó una matriz de selección entre los diferentes tipos de máquina que pueden realizar este proceso y que pueda ser accesible al presupuesto de la empresa, se selecciona la máquina curvadora de rodillos tipo piramidal. Se calculó la fuerza necesaria para deformar una tubería de 8" SCH40 usando la teoría de momento límite, dicha fuerza debe ser transmitida a lo largo del perfil mediante los rodillos motrices, estos deben romper la carga generada por la fuerza de fricción y por el momento de inercia de los elementos que la componen. Se realizó el diseño y selección de todos los elementos de transmisión necesarios para llegar a la velocidad y torque deseado, de igual manera se hizo un estudio económico para seleccionar la opción más viable y factible, quedando la transmisión por cadena de rodillos como la más óptima, de igual manera se diseñó los rodillos deformadores con la teoría de falla a fatiga superficial, seleccionando al hierro gris grado 35. En base a la fuerza máxima requerida para deformar el perfil, se diseñó el sistema hidráulico, empezando por seleccionar el cilindro hidráulico, el caudal y la presión de trabajo con la que se trabajará, continuando con la selección de todos los elementos. El bastidor fue diseñado mediante un análisis mediante elementos finitos, después de varias simulaciones se selecciona planchas de acero A36 y perfiles estructurales.

### **PALABRAS CLAVE:**

- **FATIGA SUPERFICIAL**
- **TORQUE**
- **CURVADORA DE RODILLOS**

## **ABSTRACT**

The present work was started by defining the design parameters that will be used in it, then a selection matrix was made between the different types of machines that can perform this process and that can be accessible to the company's budget, selecting the pyramid roller type bending machine. The force required to deform an 8 "SCH40 pipeline was calculated using the limit moment theory, this force must be transmitted along the profile by means of the drive rollers, these must break the load generated by the friction force and for the moment of inertia of the elements that compose it. The design and selection of all the transmission elements necessary to reach the desired speed and torque was carried out, in the same way an economic study was made to select the most viable and feasible option, being the transmission by roller chain as the most optimal. In the same way, the deforming rollers were designed with the theory of superficial fatigue failure, selecting gray iron grade 35. Based on the maximum force required to deform the profile, the hydraulic system was designed, starting with selecting the hydraulic cylinder, the flow rate and the working pressure with which to work, continuing with the selection of all the elements. The frame was designed by means of a finite element analysis, after several simulations, A36 steel plates and structural profiles are selected.

### **KEYWORDS:**

- **SUPERFICIAL FATIGUE**
- **TORQUE**
- **ROLLER BENDER**

## **CAPÍTULO I: ANTECEDENTES**

### **1.1 Tema**

“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE TUBOS DE ACERO HASTA 8 PULGADAS SCH 40 PARA LA EMPRESA SAURUS ECUADOR CIA. LTDA.”

### **1.2 Introducción**

La Industria Metalmeccánica constituye un eslabón fundamental en el entramado productivo de una nación. No sólo por su contenido tecnológico y valor agregado, sino también por su articulación con distintos sectores industriales. Prácticamente todos los países con un desarrollo industrial avanzado cuentan con sectores metalmeccánicos consolidados. (Koralic , Dascal , Saglimbeni, & Zanella , 2013)

Actualmente en el Ecuador los diseñadores y arquitectos se ven limitados en cuanto a variedad y forma de las estructuras, principalmente en cubiertas metálicas, al no existir una gama extensa de perfiles de formas curvas que permitan expresar la creatividad en construcción, es para esto que la tubería doblada o curvada puede solucionar de alguna manera ese anhelo innovador de los mismos. (Moina & Navarrete, 2007)

El uso de máquinas curvadora de perfiles permite un proceso más simplificado para armar estructuras que requieran elementos curvos, contribuyendo este tipo de máquina al desarrollo de las construcciones metálicas. (Anchapaxi , 2003)

Según (Mohinder, Septima Edición) cada curvado o doblado elimina un accesorio de soldadura y al menos una soldadura con su examen correspondiente, el proceso de curvado es a menudo la elección económica.



La tubería curvada tiene una amplia aplicación en muchos sectores industriales, un tubo tal como sale de fábrica generalmente debe someterse a tratamientos post-fabricación para que este sea utilizable, esto se realiza con máquinas herramientas controladas por un operador o controladas numéricamente (NC), la técnica de curvado por rodillos es flexible ya que con un simple movimiento lineal se pueden obtener diferentes radios de curvatura, a diferencia de los otros tipos de doblado donde la geometría final depende directamente de la matriz de curvado.

En el presente proyecto se diseña, selecciona elementos y se simula una máquina curvadora de tubería de acero, según las necesidades requeridas por la empresa SAURUS ECUADOR CIA. LTDA.

Una vez que la empresa construya la máquina, esta podrá prestar servicios de doblado de tubos desde 4 hasta 8 pulgadas de diámetro, tanto para los proyectos de la propia empresa y de terceros, esta máquina estará en capacidad de doblar material de igual o menor valor de momento límite al de una tubería de 8 pulgadas SCH 40 simplemente intercambiando los rodillos.

### 1.3 Justificación

La empresa Saurus Ecuador a lo largo de su trayectoria en el ámbito industrial ha logrado detectar ciertas falencias en los proveedores de servicios principalmente en los de mecánica pesada, viendo como un nicho de mercado el servicio de curvado de material tubular de grandes dimensiones con radios grandes de curvatura, al no existir en el mercado proveedores de dichas máquinas y el importarlas salía a costos muy elevados, nace la idea de desarrollar la ingeniería de la misma para su futura fabricación.

Cabe recalcar que en el extranjero existen empresas que se dedican a la fabricación de máquinas curvadoras de tubos, pero sus precios son muy altos y las características técnicas son de última tecnología, cosa que en el país no es muy necesario por no tener necesidad de estos avances, haciendo factible el diseño de la misma únicamente con las características necesarias.

Es por ello que la empresa entrega la confianza para desarrollar el diseño de la máquina, en donde se podrá poner en práctica todos los conocimientos y habilidades aprendidos en las aulas, de igual manera socializar con las empresas proveedoras de materiales y servicios que se necesitará para la futura construcción de dicha máquina.

La empresa pretende fabricar una máquina curvadora de tubería de sistema piramidal de tres rodillos con capacidad para deformar tubería cédula 40 de hasta 8 pulgadas de diámetro.

## **1.4 Objetivos**

### **1.4.1 Objetivo General**

Diseñar y simular una máquina curvadora de tubos de acero hasta 8 pulgadas SCH40 para la empresa SAURUS ECUADOR CIA. LTDA que sea de un costo menor a las que se pueden encontrar en el mercado.

### **1.4.2 Objetivos Específicos**

- Estudiar la mecánica de doblado de material tubular.
- Diseñar y seleccionar los sistemas mecánicos de la máquina (potencia, hidráulico, estructural), utilizando software aplicable para el óptimo funcionamiento de la máquina, utilizando partes que la empresa dispone.
- Elaborar los diagramas de control para los sistemas Eléctricos e Hidráulicos.
- Elaborar el presupuesto de fabricación de la máquina.

## **1.5 Alcance del proyecto**

La ejecución de este proyecto tiene una duración de seis meses una vez aprobado el perfil.

Se entregará a la empresa la memoria de cálculo de la máquina, así como sus planos de fabricación, donde constarán todos los alojamientos para los elementos que se necesite para su correcto funcionamiento.

Adicional se entregará un presupuesto referencial, con el fin de comprobar que la máquina es factible y viable de construir en el país.

## CAPÍTULO II: ESTADO DEL ARTE

### 2.1 Curvado

El curvado o rolado es un proceso mediante el cual el material es deformado plásticamente hasta llegar a un radio de curvatura deseado, este ángulo generalmente es bastante grande lo que lo diferencia del proceso de doblado convencional.

El material se flexiona más allá de la resistencia de fluencia pero por debajo de la resistencia última, este proceso debe conservar la sección transversal del material y no generar defectos superficiales en el mismo. (Mohinder, Séptima Edición)

El curvado es considerado un proceso flexible, el mismo se lo puede realizar a chapas metálicas o a diferentes tipos de perfiles dependiendo de las matrices que se utilicen. Si se utiliza para deformar perfiles se deben considerar que los mismos tienen una sección trasversal uniforme.

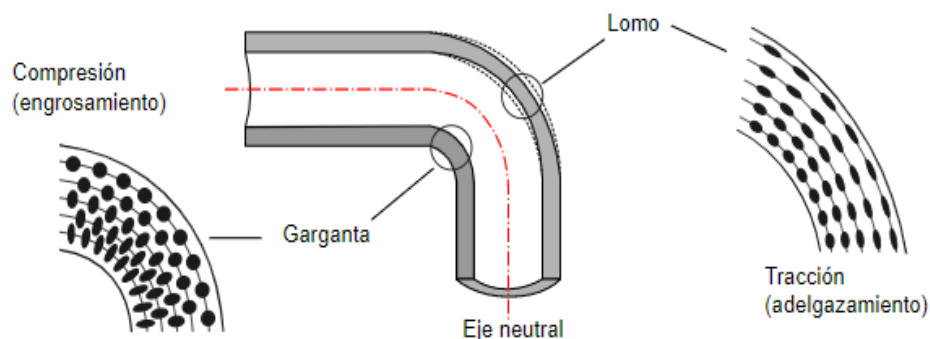
El proceso de curvado generalmente se lo realiza en frío y por ende necesita mayor potencia de trabajo que si se lo realizará en caliente, pero debido a dicho proceso se tienen buenos acabados superficiales, aumento de dureza y de la resistencia en la parte curvada. (Groover, Tercera edición)

Como todos los procesos de deformación plástica en materiales dúctiles el curvado tiende a recuperarse elásticamente, por ende hay que tomar en cuenta para garantizar las dimensiones finales del material. Una vez que el material pasa de la zona elástica a la plástica y no regresa a su geometría inicial después de quitar las cargas aplicadas se dice que el material ha pasado a su zona de plasticidad, que en otras palabras es cuando la deformación es irreversible y permanente.

### 2.1.1 Doblado

Para hablar de rolado primeramente debemos saber que se aplica un proceso de doblado al material y luego esta deformación se la hace propagar a través de todo el material por medio de la utilización de rodillos, por ello se deben tener en cuenta todas las consideraciones de doblado para prevenir defectos y realizar un completo análisis de las cargas necesarias que se necesitarán para el mismo.

Las características de este proceso es que las fibras externas de la pared se encuentran a tensión por ende éstas se alargan y se adelgazan, mientras que las fibras internas de la pared se encuentran a compresión por esto las mismas se comprimen y se engrosan, (Groover, Tercera edición) como se puede observar en la figura 1.



**Figura 1.** Fibras a compresión y a tracción  
Fuente: (Metales Industriales de Puebla, 2019)

### 2.1.2 Doblado de material tubular

Los tubos doblados se han utilizado ampliamente en muchas industrias de alta gama, como la aviación, el sector aeroespacial, la construcción naval, la hidrocarburífera, la automovilística, etc. El doblado de tubos se ha convertido en una de las tecnologías de fabricación clave para la formación de productos ligeros, más aún, el doblado también proporciona rigidez a la pieza al aumentar su momento de inercia sin aumentar su masa.

El doblado de material tubular es mucho más complejo que el de chapa, ya que este tiende a deformarse o mucho peor puede llegar a romperse cuando se hacen intentos de doblarlo, por ello que se los rellena de arena o se utiliza mandriles flexibles que se introducen en el tubo con el fin de que estos soporten las cargas durante el doblado y eviten la generación de defectos, en la figura 2 se puede observar los diferentes tipos de mandriles que existen.



**Figura 2.** Tipos de mandriles para doblado de tubo  
 Fuente: (Kalpakjian & Schmid, Quinta Edición, pág. 449)

### 2.1.3 Defectos de doblado

El doblado preciso depende de los conocimientos en profundidad de estos fenómenos, así como de los límites de formación y el diseño de herramientas o procesos a utilizar, sus principales defectos se describen a continuación.

#### 2.1.3.1 Arrugas

Durante el doblado, la pared interna del tubo se engrosa con tensiones compresivas que en cierta medida puede llegar a ser crítica, ya que esta puede producir las llamadas arrugas, lo que no solo reduce la resistencia, rigidez y fatiga del tubo, sino que también determina el límite de formación y la calidad de doblado. (Mohinder, Séptima Edición)

Dado que la arruga se ve interactivamente afectada por tantos factores como las propiedades del material, las dimensiones geométricas, este es un defecto que afecta principalmente a los doblados con radio agudo y con material de pared delgada, en la figura 3 se puede observar este tipo de defecto producido en un tubo doblado 90°.



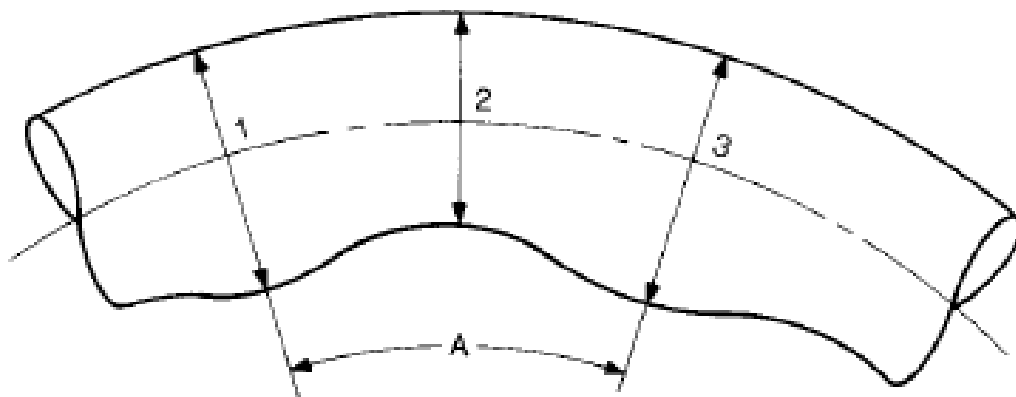
**Figura 3** Arrugas generadas en la pared interna de un tubo

*Fuente: (Metales Industriales de Puebla, 2019)*

Este defecto no ha sido abordado por los códigos para tener una aceptación sin embargo se tiende a utilizar la siguiente recomendación: la relación de la distancia entre dos crestas dividida por la profundidad de la cresta promedio al valle es igual o mayor que 12. (Mohinder, Séptima Edición)

En la figura 4 se puede observar las crestas y valles generados por un proceso de doblado y su nomenclatura.





**Figura 4** Tolerancia de Arrugas sugerida

Fuente: (Mohinder, Septima Edición)

Donde la profundidad de la cresta media al valle es la suma de los diámetros exteriores de las dos crestas contiguas divididas por dos, menos el diámetro exterior del valle.

$$\text{Profundidad} = \frac{OD_1 + OD_3}{2} - OD_2 \quad \text{Ecuación 1}$$

$$\frac{A}{\text{Profundidad}} \geq \frac{12}{1} \quad \text{Ecuación 2}$$

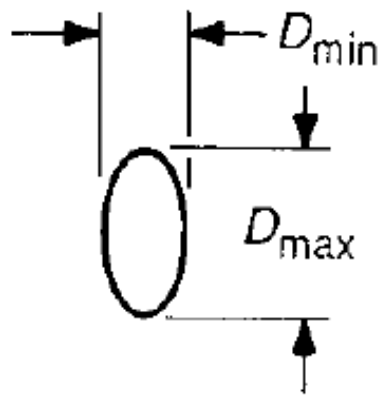
### 2.1.3.2 Adelgazamiento de la pared y deformación transversal

Tras el doblado, hay fenómenos de deformación inevitables que incluyen el adelgazamiento de la pared exterior y el engrosamiento de la pared interior, junto con la deformación de cierta sección transversal.

El grado de adelgazamiento de la pared afecta directamente la resistencia a la presión del tubo doblado, mientras que el aplanamiento de la sección influye en la resistencia al flujo dentro del medio de transmisión y, por lo tanto, reduce la confiabilidad de los componentes tubulares. Por lo tanto, tanto el adelgazamiento de la pared como

los grados de ovalización de la sección deben controlarse estrictamente y deben evitarse el agrietamiento y la distorsión de la sección tubular.

Los criterios de aceptación están dados por el código ASME B31 en el cual indica que el adelgazamiento de la pared exterior debe ser igual al grosor mínimo de la pared requerido para la tubería recta (Mohinder, Séptima Edición), por ello el fabricante debe asegurarse que el grosor de la pared ordenada tenga un margen suficiente para este efecto. En la figura 5 se puede observar la nomenclatura utilizada para la ovalización.



**Figura 5** Ovalización

Fuente: (Mohinder, Séptima Edición)

De igual manera se tiene un criterio de aceptación para la ovalización.

$$\text{Ovalidad} = \frac{D_{max} - D_{min}}{D_{nom}} \cdot 100\% \quad \text{Ecuación 3}$$

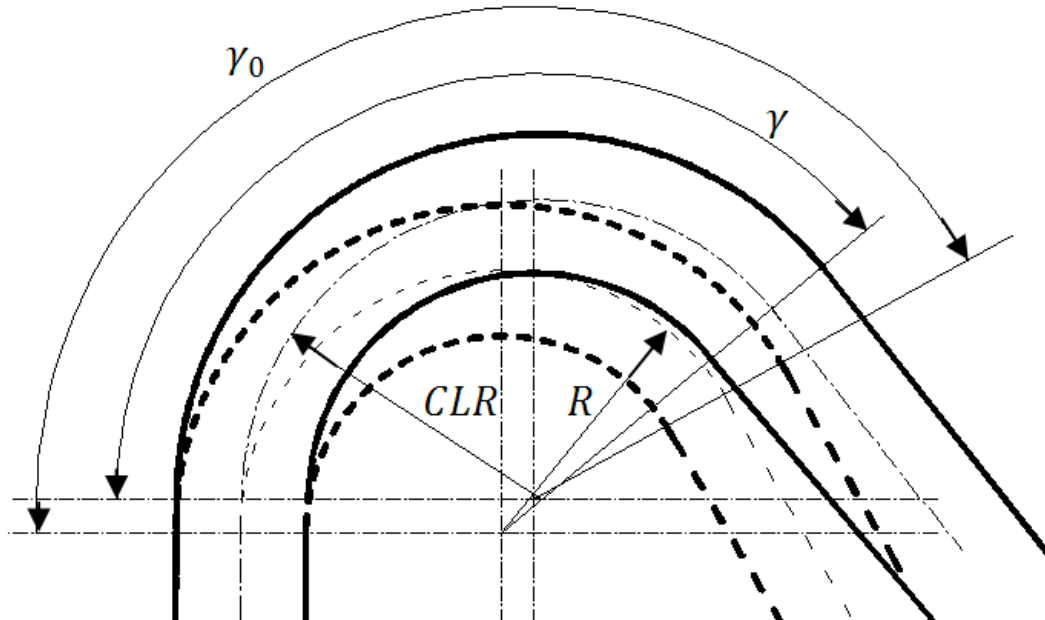
Donde es aceptado con un 8% para presión interna y un 3% para presión externa.

(Mohinder, Séptima Edición)

### 2.1.3.3 Recuperación Elástica

La inevitable recuperación elástica con diferentes grados ocurre cuando se quita la carga aplicada en el proceso, la parte tiende a recuperarse elásticamente después del doblado y el radio de doblado aumenta. En ciertas condiciones es posible que el ángulo final de doblado sea menor que el ángulo original (recuperación elástica negativa).

En la figura 6 se puede observar como la tubería se recupera elásticamente, el ángulo requerido es  $\gamma_0$  y por efecto de la recuperación elástica el ángulo queda  $\gamma$ .



**Figura 6** Recuperación elástica en el doblado

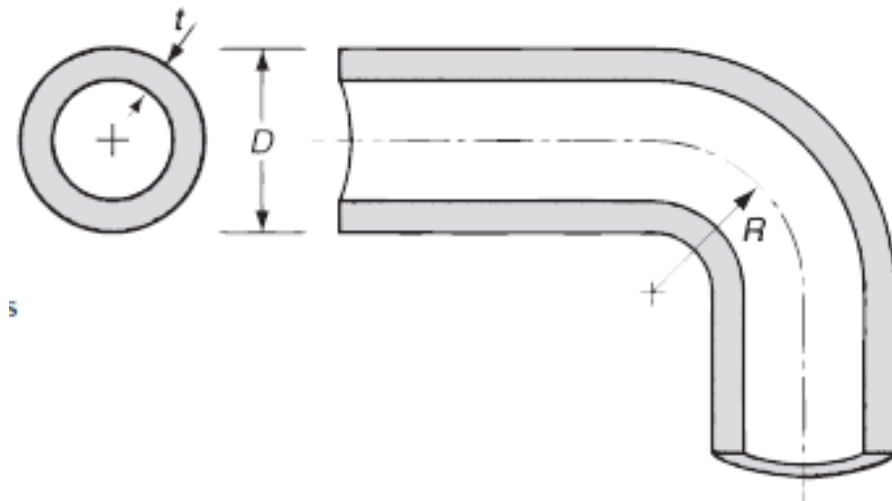
Fuente: (Hurtado & Santana, 2012)

. La recuperación elástica afecta tanto a la precisión geométrica como a la de la forma, lo que determina directamente la conexión y el rendimiento de sellado de los tubos con otros accesorios (codos, tees, neoplos, etc.), así como la estructura interna de las paredes. (Mohinder, Séptima Edición)

### 2.1.4 Consideraciones para doblado de material tubular

Para un correcto doblado de material tubular se debe tener en cuenta las siguientes características que afectan la operación: Espesor y Diámetro del tubo, la cantidad de dobleces que necesitará y su complejidad, el material.

En la figura 7 se puede observar los términos utilizados en el doblado de tubos, donde  $D$ =Diámetro exterior,  $R$ =Radio de doblado y  $t$ = Espesor de pared.



**Figura 7** Dimensiones y términos para el doblado de tubos.

Fuente: (Groover, Tercera edición, págs. 474-475)

El objetivo del doblado tubular es formar una curva redonda suave sin defectos superficiales, esto es fácil de conseguir cuando un tubo tiene un espesor de pared grande y el radio de curvatura también es grande. El material a doblar debe mostrar preferiblemente buena ductilidad y baja tasa de endurecimiento por deformación. Para determinar si un tubo tiene una pared delgada o gruesa, se compara el espesor con el diámetro exterior, El resultado se llama factor de la pared del tubo.

$$W_F = \frac{D}{t}$$

**Ecuación 4**

Para reducir la tendencia de generar defectos como el aplanamiento, se recomienda que el radio mínimo del doblado  $R$  sea de alrededor de 1.5 veces el diámetro cuando se usa un mandril, y 3.0 veces  $D$  cuando no se usa el mandril. (Groover, Tercera edición)

El factor  $W_F$  nos indica con qué facilidad podemos doblar un tubo, cuando tenemos valores altos del mismo quiere decir que aumenta el radio mínimo de doblado, esto es más crítico para tubería con paredes delgadas.

## **2.2 Métodos de Doblado**

El doblado de Tubos tiene una variedad amplia de métodos, utilizando herramientas manuales o máquinas de doblado, con y sin la aplicación de calor. La selección de un método sobre otro es una función de la economía, las propiedades de los materiales, el tamaño de la tubería, el radio de curvatura y la disponibilidad del equipo.

La tubería se puede calentar para reducir la resistencia elástica del material. Al trabajar con temperaturas altas da como resultado una disminución de la resistencia a la fluencia y la reducción de la energía de doblado requerida.

El doblado en frío generalmente se refiere al trabajo realizado a temperatura ambiente mientras que el doblado en caliente se refiere a la aplicación de calor, Sin embargo ciertos autores definen el trabajo en frío como aquel realizado bajo la temperatura de cristalización del material.

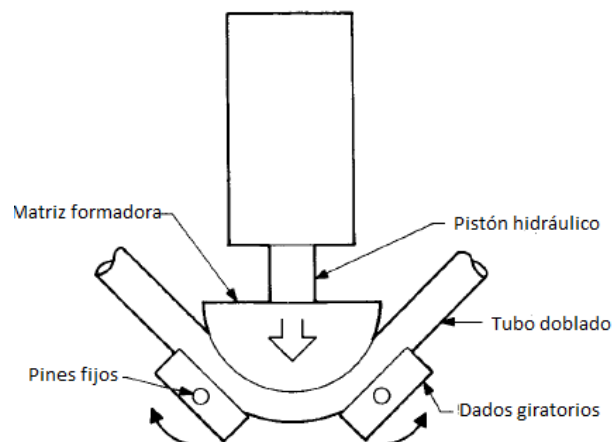
## 2.2.1 Doblado en frío

Cuando se requieren cantidades suficientes de dobleces repetitivos, los tubos de hasta 10" o 12" con un espesor de pared de no más de  $\frac{1}{2}$ " (12.7mm) se suelen doblar a temperatura ambiente utilizando cualquier tipo de dobladora. (Mohinder, Séptima Edición)

Hay una gran variedad de máquinas de doblado en frío disponibles, con grados de sofisticación que varían desde simples dispositivos de doblado de un plano operados manualmente hasta máquinas controladas numéricamente operadas hidráulicamente capaces de doblados de varios planos.

### 2.2.1.1 Doblado por estirado

En el doblado por estirado dos matrices de presión se montan en una posición fija en el bastidor de la máquina, El tubo a doblar es colocado contra las matrices para que luego un pistón presiona una matriz de formación la misma que tendrá el radio de curvado deseado, como se puede observar en la figura 8, este proceso generalmente se lo utiliza para tubería de pared gruesa.

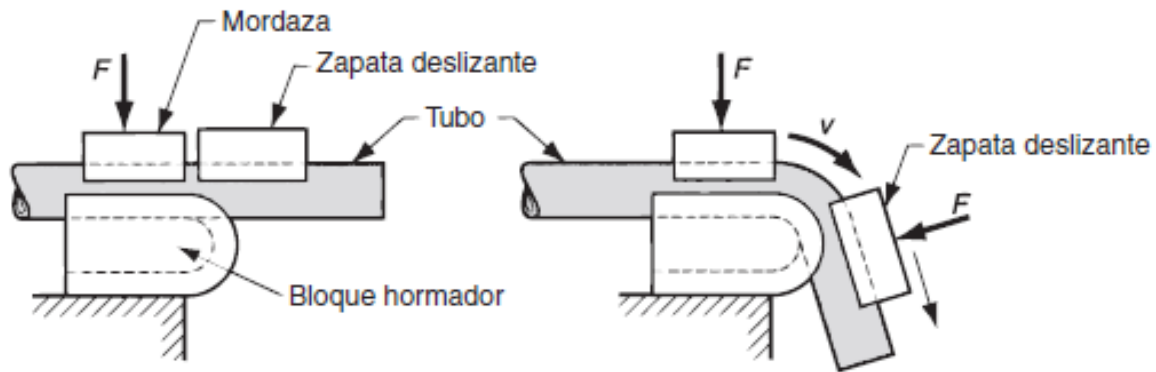


**Figura 8** Doblado de tubos por el método de estirado.

Fuente: (Groover, Tercera edición)

### 2.2.1.2 Doblado por compresión

En el doblado por compresión el tubo se sujeta por medio de una mordaza a la matriz formadora estacionaria y se dobla mediante una zapata deslizante como se puede observar en la figura 9.



**Figura 9** Doblado de tubos por el método de Compresión.

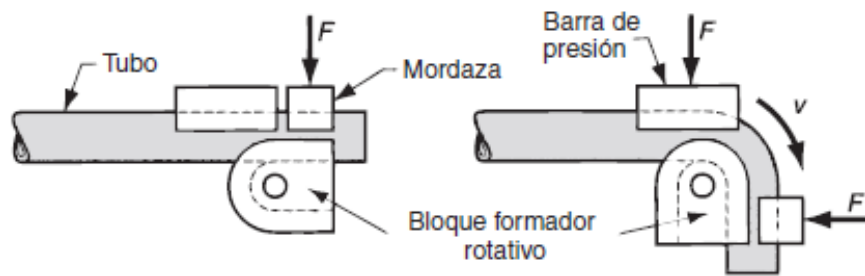
Fuente: (Groover, Tercera edición, pág. 475)

El doblado por compresión generalmente se limita a paredes más gruesas y radios de doblado grandes. (Groover, Tercera edición)

### 2.2.1.3 Doblado por arrastre

En el doblado por arrastre, el tubo se sujeta a una matriz formadora giratoria mediante una mordaza que generalmente se fija y se sostiene el tubo mediante una barra de presión, a continuación la matriz formadora gira en su eje realizando el doblado como se muestra en la figura 10. Este método permite doblar tubos de pared más delgada y tubos con radios de curvatura más pequeños. (Groover, Tercera edición)





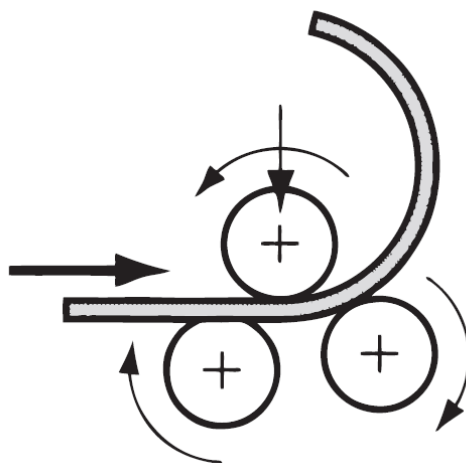
**Figura 10** Doblado de tubos por el método de Arrastre

Fuente: (Groover, Tercera edición, pág. 475)

Cuando se trabaja con tubería de paredes delgadas es aconsejable proporcionar soporte interno para minimizar el aplastamiento o el pandeo, por lo general se suele utilizar mandriles de bolas.

#### 2.2.1.4 Doblado con rodillos

El doblado con rodillos (curvado) se lo utiliza para radios de curvatura amplios, una de sus ventajas es que el radio de curvatura no depende de la matriz de radio fijo, y por lo tanto es considerado un proceso bastante flexible.



**Figura 11** Doblado con rodillos

Fuente: (Groover, Tercera edición, pág. 470)

En el doblado con rodillos generalmente utiliza tres rodillos accionados por un motor los mismos que tienen una posición piramidal, el tubo a doblar se coloca entre los dos rodillos inferiores y el superior, El doblado se logra ajustando los rodillos entre sí según sea necesario para alcanzar el diámetro requerido, luego el dobles es transmitido a lo largo de la tubería mediante los rodillos motrices. (Mohinder, Septima Edición)

Un tratamiento térmico posterior al doblado en frío puede ser recomendable para algunas aleaciones, dependiendo del grado de deformación o cuando lo exija el código.

### **2.2.2 Doblado en Caliente**

Según (Mohinder, Septima Edición) en aquellos casos en los que no se disponga de equipo adecuado de doblado en frío, se puede emplear el doblado en caliente. Para el doblado en caliente de materiales ferrosos, la tubería a doblar generalmente se calienta a temperaturas en el rango de 954 a 1121°C.

El método tradicional de doblado en caliente se realiza en una mesa de doblado. Dependiendo de la relación diámetro-espesor, la tubería que se doblará puede rellenarse con arena para proporcionar más rigidez y, por lo tanto, reducir la tendencia de pandeo.

La principal recomendación es rellenar con arena si la relación de diámetro a espesor es de diez a uno o mayor para radios de curvatura de cinco diámetros. Sin embargo, cuando la relación de diámetro a espesor se aproxima a treinta a uno, la arena comienza a perder su efectividad y aparecen las arrugas. (Mohinder, Septima Edición)

Una vez que la tubería ha sido rellenada con arena, la misma se hace atravesar por un horno especialmente diseñado para este proceso, el mismo que no dirige las

llamas directamente a la tubería. El horno está controlado por termopares o pirómetros para asegurar que se alcance la temperatura requerida, pero no se sobrepase.

Después de que el segmento a doblar haya alcanzado la temperatura requerida en todo su espesor, el tubo se coloca en la mesa de doblado. Un extremo se restringe sujetando los pasadores y el otro se arrastra mediante bloque impulsado por diferentes métodos. (Mohinder, Séptima Edición)

### 2.3 Máquinas dobladoras de radios grandes

Las máquinas curvadoras de perfiles, son las encargadas de dar diferentes ángulos y curvas a conductos de diferentes materiales y formas, el curvado es realizado por medio de conformación en frío, el cuál produce una curva permanente de acuerdo con la forma de la matriz y el método a utilizar, siempre conservando la forma de la sección transversal del material.

En la figura 12 se pueden observar dos máquinas curvadoras; una en posición vertical y la otra en posición horizontal.



**Figura 12** Dobladora de tubos y perfiles

Fuente: (Nargesa, *Máquinas Curvadoras de perfiles*, 2017)

Existen curvadoras de tubería de muchos tipos, desde máquinas totalmente manuales hasta máquinas hidráulicas de gran envergadura con control numérico (NC). El conocimiento de los diferentes métodos de doblado así como las limitaciones económicas y de capacidades, ayudarán a determinar la mejor maquinaria al menor costo y con la mejor calidad. (Nargesa, Máquinas Curvadoras de perfiles, 2017)

Entre la gran cantidad de máquinas para el proceso de curvado de tubos que existen, se encuentran en el mercado con uno, dos o tres rodillos motrices, con avance del rodillo deformador central para dar un solo tipo de curva, o avance de los dos rodillos laterales independientes para generar curvas no asimétricas, también dependiendo de las características del material a curvar se tiene con avance manual o avance hidráulico para más fuerza.

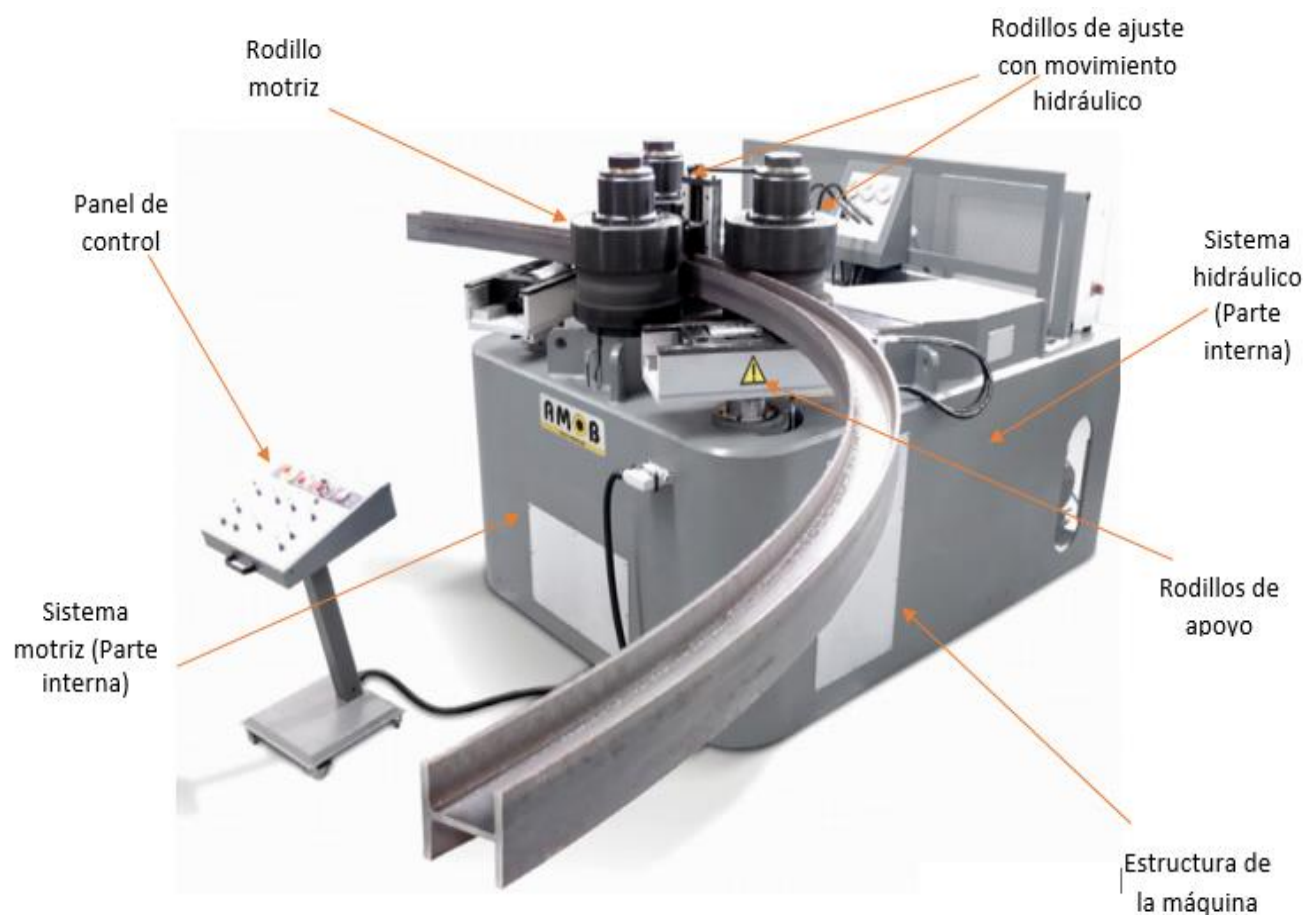
### **2.3.1 Componentes de una máquina curvadora de tubos**

Las máquinas curvadoras de perfiles tienen en común los siguientes componentes: un sistema de transmisión, que es el encargado de transmitir la potencia a cada uno de los ejes motrices, un sistema hidráulico que es el encargado de dar la fuerza de deformación; ya sea en el rodillo formador central o en los laterales, un sistema de control eléctrico que se encarga de cambiar el sentido de rotación del motor así como del control de avance del cilindro hidráulico y un bastidor que es el encargado de soportar toda la carga generada por el proceso, así como el propio peso de la máquina.

Hay elementos adicionales que deben tomarse en cuenta al diseñar una máquina curvadora de tubería, como lo son las guías de apoyos laterales las que sirven para apoyar la tubería mientras se deforma de un lado para el otro, estos harán que el material no quede en voladizo y su movimiento sea fácil y solo en dos planos.

Existen máquinas con rodillos pre deformadores los que se encargan de dar la curva a los extremos del material ya que sin ellos es imposible que la curva se complete totalmente a lo largo de todo el material.

Se deberá considerar un equipo de izaje para colocar el material entre los rodillos ya que los mismos son bastantes pesados para ser levantados manualmente por el operador, En la figura 13 se puede observar los principales componentes que tienen este tipo de máquinas.



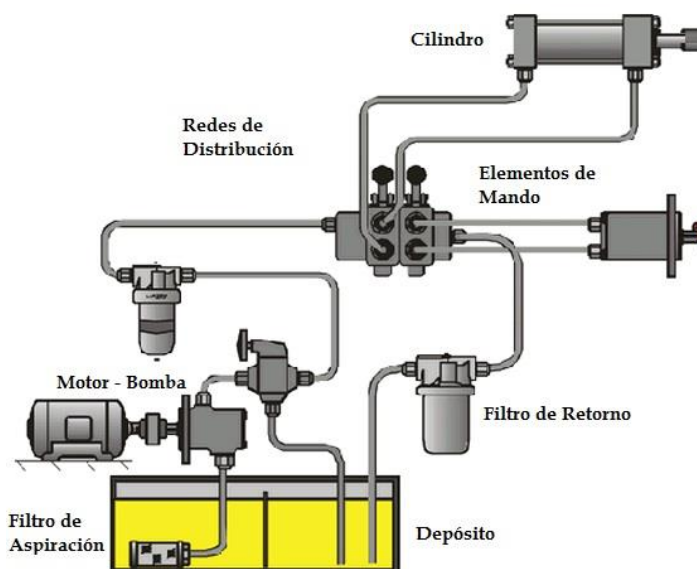
**Figura 13** Componentes principales de una máquina curvadora

Fuente: (AMOB, 2017)

### 2.3.1.1 Sistema hidráulico

Los sistemas hidráulicos se aplican generalmente a dispositivos móviles de maquinaria. Los mismos son preferidos por poder transmitir gran potencia con pequeños componentes, tienen una gran precisión y un buen arranque con grandes cargas además de tener un buen control y una operación suave e inversa.

Los sistemas hidráulicos se forman mediante un depósito, el cual es el encargado de almacenar y enfriar el fluido (aceite); una bomba, la que moviliza al fluido por todo el conducto hasta los actuadores con una presión deseada; válvulas que se encargan de dirigir el fluido a los diferentes componentes del sistema; actuadores que son los encargados a realizar el trabajo requerido; tuberías y conexiones que es por donde pasará el líquido; un filtro el cual debe garantizar que se eliminen las partículas del fluido. (Creus, 2007)



**Figura 14** Componentes principales de un sistema hidráulico.

Fuente: (Tema Fantástico, 2011)

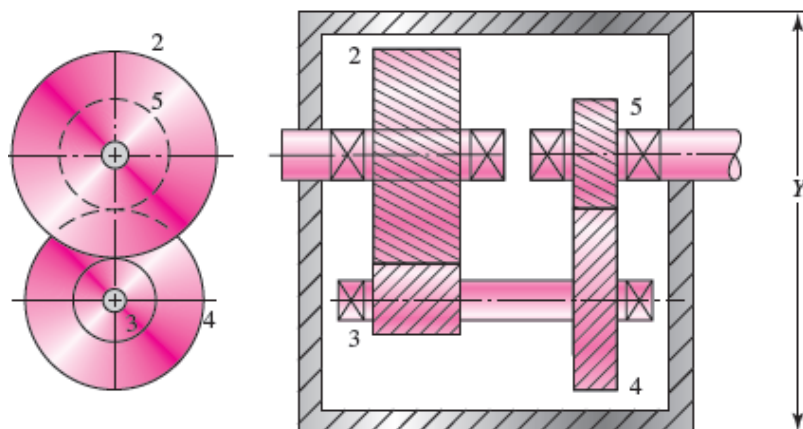
### 2.3.1.2 Sistema de transmisión de potencia

Uno de los mejores métodos para transmitir potencia es a través del movimiento giratorio de un eje, soportado por cojinetes o rodamientos. Se pueden utilizar engranes, bandas o cadena de transmisión a fin de reducir o aumentar la velocidad entre los ejes y con ello el par de torsión de los mismos.

Los ejes generalmente son cilíndricos, pueden ser huecos o solidos e incluyen diferentes secciones para alojar la posición de los cojinetes, engranajes, etc.

Para un correcto diseño del sistema de transmisión de potencia se debe interactuar con todos los componentes (engranes, cojinetes, cadenas, poleas, etc.), ya que al seleccionar cada uno de ellos afectan o benefician el funcionamiento de los otros. (Budynas & Nisbett, Octava edición)

En la figura 15 se puede observar un sistema de transmisión de potencia el mismo que consta de cuatro engranes y tres ejes con sus respectivos apoyos.



**Figura 15** Ejemplo de un sistema de transmisión de potencia compuesto por un tren de engranajes.

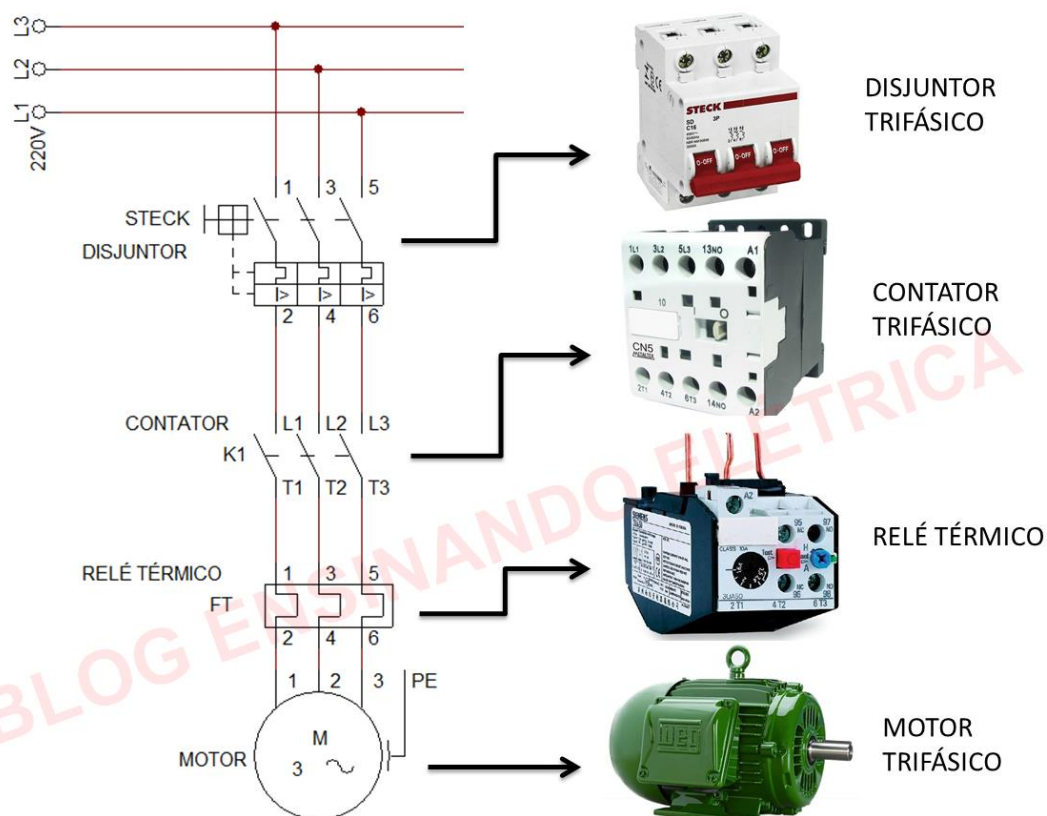
Fuente: (Budynas & Nisbett, Octava edición)



### 2.3.1.3 Sistema de control de motores eléctricos

Las maquinarias industriales exigen un correcto funcionamiento, para ello se debe poder controlar y proteger el motor eléctrico que es la fuente de energía principal, los circuitos de potencia son los encargados de cumplir esta misión.

Estos sistemas generalmente están compuestos de dos circuitos, un circuito de potencia como se observa en la figura 16, el mismo que protege al motor de sobrecargas y un circuito de mando el cual manda la señal para encender o apagar el motor, con varios componentes extras se pueden controlar las velocidades de giro del motor, así como su sentido de giro (horario o anti horario). (Tema Fantástico, 2011)



**Figura 16** Circuito de potencia de un motor eléctrico trifásico.

Fuente: (Vieira, 2018)

#### **2.3.1.4 Bastidor**

Un bastidor es la estructura rígida que soporta el motor y los diferentes mecanismos que conforman una máquina, garantizando el enlace entre todos los elementos y soportando todas las cargas generadas por el proceso en que se utilizará la máquina y el peso muerto de la misma.

Para un buen diseño de un bastidor se debe analizar individualmente los elementos de la máquina que se construirá, se debe considerar los esfuerzos que producen y con esto seleccionar materiales y un óptimo diseño que se ajuste a las necesidades procurando que los soportes no interfieran con el funcionamiento normal de la máquina.

Entre los principales aspectos de diseño que se deben considerar se encuentran: la resistencia, tamaño, rigidez, peso y por su puesto el costo de fabricación, también entre otros parámetros se tiene la necesidad de absorber vibraciones, para todo esto se debe seleccionar la mejor opción de material y perfil, porque el bastidor tiene que soportar grandes cargas. Normalmente los materiales utilizados para esto son acero, aluminio y otros materiales compuestos, si de absorber vibraciones se habla, el hierro fundido es la mejor opción, ya que gracias al alto contenido de partículas de carbono permite una mayor dispersión de las mismas, cabe recalcar que su costo es considerablemente bajo a relación de los otros materiales.

La estructura del bastidor está compuesto por largueros y travesaños en donde se fijarán los componentes de una máquina, a distancias determinadas para distribuir la carga correctamente.

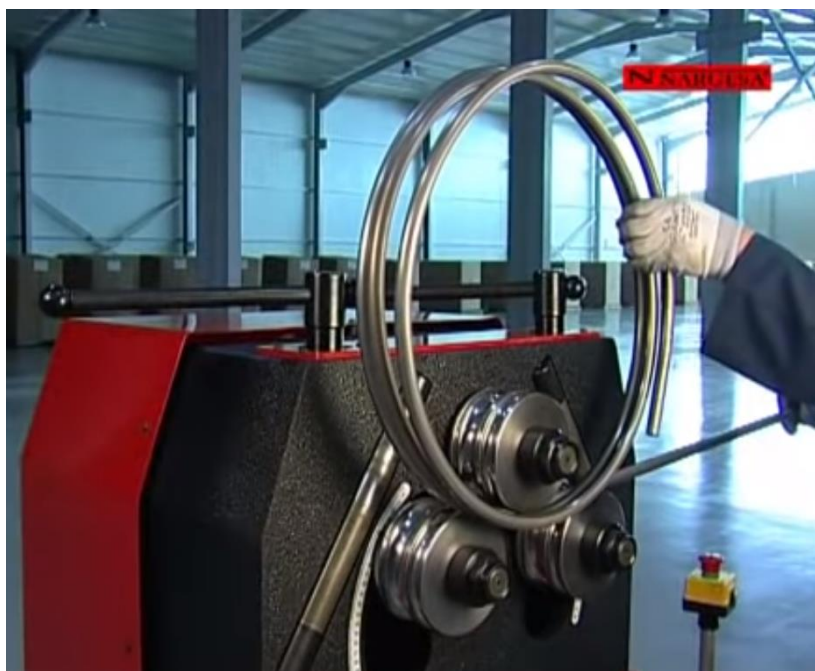
### 2.3.2 Tipos de máquinas curvadoras.

Las máquinas curvadoras de tubos se pueden clasificar en dos grupos dependiendo de la movilidad de los rodillos, si la deformación lo realiza solo el rodillo central decimos que la máquina es piramidal, mientras que si la deformación es generada por los rodillos laterales se las conoce como asimétricas.

#### 2.3.2.1 Asimétricas

Las curvadoras asimétricas se caracterizan por tener movimiento independiente de los dos rodillos laterales, como se puede observar en la figura 17, los mismos que pueden generar radios de curvados muy pequeños ya que los ejes se encuentran más juntos, este sistema de doblado permite aprovechar de mejor manera el material.

Este tipo de máquina son mucho más rápidas, versátiles y eficaces que las máquinas de tipo piramidal.



**Figura 17** Curvado de tubería, radio pequeño

Fuente: (Nargesa, Maquinaria Industrial, 2019)

### 2.3.2.2 Piramidales

A diferencia de las máquinas asimétricas este tipo de curvadora se caracteriza por que solo se mueve el rodillo central, mientras que los rodillos laterales se encuentran fijos como se observa en la figura 18, este tipo de roladora ofrece más facilidades para poder doblar tubos de grandes diámetros, por la distancia entre los rodillos laterales siempre es superior y fija.

La curvadora piramidal puede tener dos rodillos laterales motrices o tener todos los rodillos motrices, toda dependerá de la capacidad que se necesite transmitir para poder deformar el material.



**Figura 18** Curvadora piramidal, movimiento hidráulico del rodillo central

Fuente: (AMOB, 2017)

Este sistema es una buena opción cuando se necesita curvar perfiles de grandes dimensiones y con radios de curvatura muy grandes. (AMOB, 2017)

## CAPITULO III: SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS Y DISEÑO DE COMPONENTES

### 3.1 Requerimientos de diseño

Para empezar la fase de diseño se debe identificar los requisitos que la empresa quiere tener en su máquina, en la tabla 1 se detallan los mismos.

**Tabla 1**

*Lista de requerimientos solicitados por SAURUS CIA. LTDA.*

Requerimientos de máquina	
Capacidad de curvado	Tubería de hasta 8 pulgadas SCH 40
Potencia	Máximo 45 [kW]
Velocidad de trabajo	4-6 [rpm]
Diámetro mínimo de curvado	2500 [mm]
Flexibilidad del proceso	Alta
Mantenimiento	Fácil
Seguridad	Alta

La tubería a curvar es de acero A 53 grado B, el mismo que es utilizado para la conducción de gases en minería, petroquímica, pesca y en general.

Esta máquina también podrá curvar tubería ASTM A 106, la cual se utiliza para servicios a altas temperaturas, estos dos tipos de tuberías tienen las siguientes características técnicas.

$$S_y = 35 \text{ [kpsi]}, \quad S_{ut} = 60 \text{ [kpsi]}, \quad \% \text{ elongación} = 30 - 35$$

La tubería de 8 pulgadas SCH 40 tiene un diámetro exterior  $\phi_{ext} = 219.10 \text{ [mm]}$  y un espesor de pared  $e = 8.18 \text{ [mm]}$ . (DIPAC, 2019)

### 3.2 Criterios de Selección para configuración método de doblado

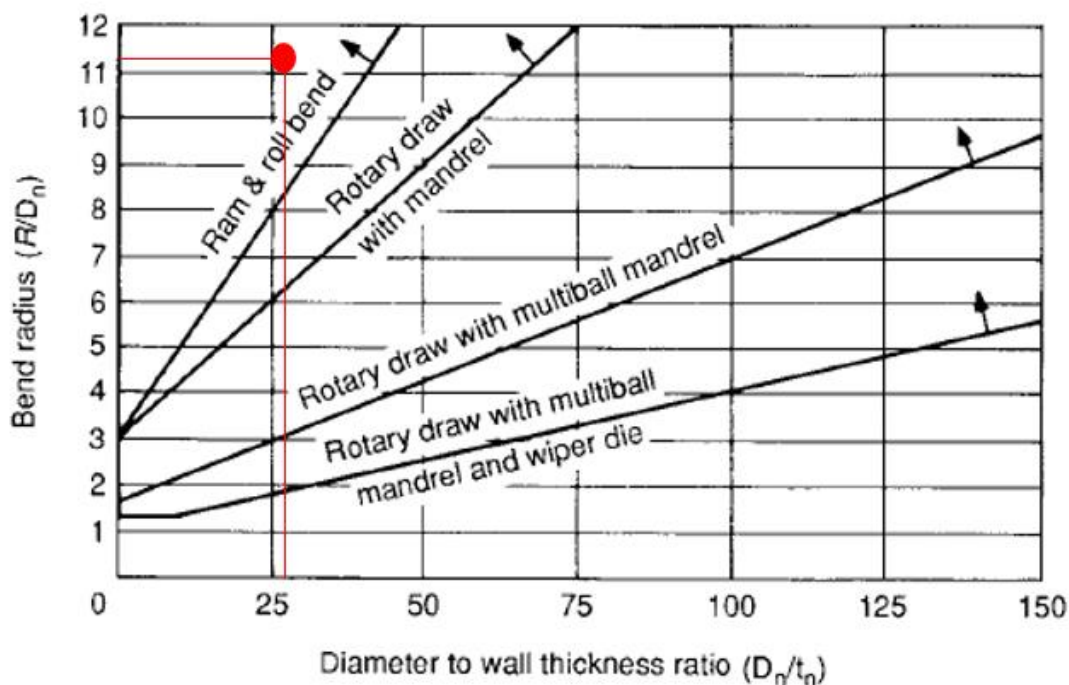
Una vez que se definen los parámetros y se conoce las propiedades geométricas del material se procede a seleccionar el mejor tipo de máquina curvadora.

Según (Mohinder, Séptima Edición), para doblar tubería de hasta 12 pulgadas con un espesor de pared menor a 12.7 milímetros, se aconseja trabajar en frío, por lo que se seleccionará el método de doblado de la figura 19, en donde se compara los dos factores expuestos en la ecuación 5 y 6, quedando de la siguiente manera:

$$W_T = \frac{D_n}{t_n} \quad \text{Ecuación 5}$$

$$R_D = \frac{R}{D_n} \quad \text{Ecuación 6}$$

$$W_T = 26.78, \quad R_D = 11.41$$



**Figura 19** Métodos de doblado de tubería en frío

Fuente: (Mohinder, Séptima Edición)

Como se observa en la figura 19 los métodos de doblado recomendados para el material a utilizar son por rodillos y el de estirado, por motivos de flexibilidad de proceso, se descarta el método de estirado ya que el mismo necesita de una matriz por cada radio de curvatura que se desee dar.

Ahora se realizará una selección entre los dos tipos de máquina curvadora de rodillos que se adapte de mejor manera a los requerimientos, se realizará una matriz de selección en donde asignarán una nota desde 0 hasta el puntaje permitido en cada criterio de selección, dependiendo del peso que tengan cada uno de ellos, los mismos que se muestran en la tabla 2.

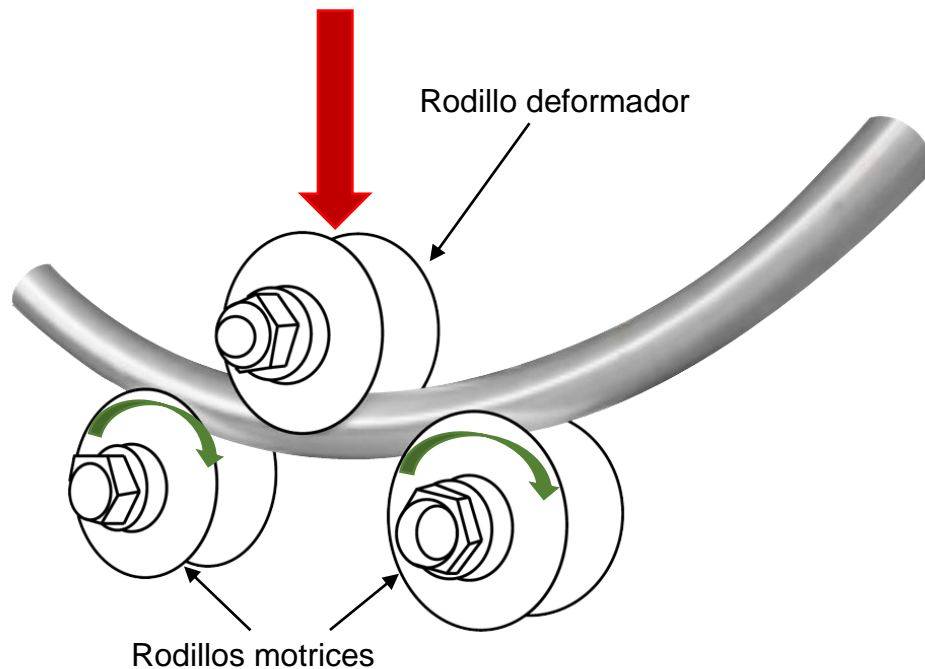
**Tabla 2**

*Matriz de selección del método de curvado*

Criterios de selección	Facilidad de construcción	Potencia Requerida	Complejidad del Sistema hidráulico	Costo de Fabricación	Adquisición de materiales	Puntaje
Alternativas	2	2	1.5	3	1.5	10
Máquina Curvadora Piramidal	1.5	1.5	1.5	3	1	8.5
Máquina Curvadora Asimétrica	1	2	1	1.5	1	6.5

De acuerdo a la matriz de selección realizada, se considera a la máquina curvadora piramidal como la mejor opción para diseñar y construir, la misma que tendrá un menor costo y una facilidad de construcción, de igual manera por decisión de la empresa se realizará con dos rodillos motrices por tener un sistema de transmisión de potencia menos complejo y por ende más económico que el de tres rodillos motrices.

Por motivos de fuerza el desplazamiento lineal del rodillo deformador será realizado por un cilindro hidráulico, en la figura 20 se esquematiza los movimientos que tendrán los rodillos.



**Figura 20** Movimiento de los rodillos laterales y central.

**Fuente:** (Metales Industriales de Puebla, 2019)

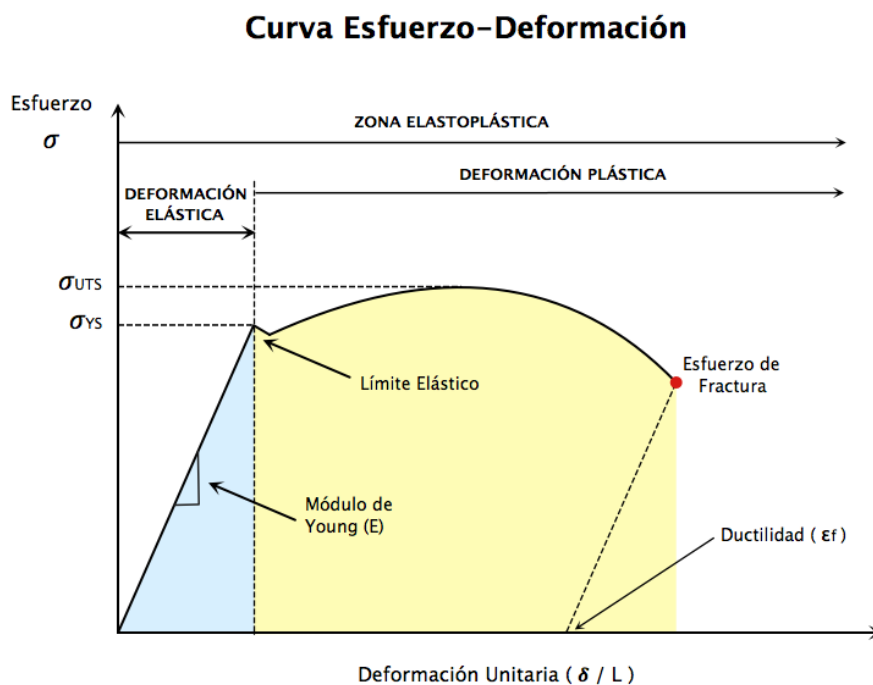
Para el diseño se tomará en cuenta un rodillo libre el cual será impulsado mediante un cilindro hidráulico el mismo que será el encargado de deformar la sección, y dos rodillos motrices los cuales transmitirán la potencia del motor eléctrico para deformar a lo largo de toda la longitud de la sección a deformar.



### 3.3 Fuerza de doblado

Se le llama fuerza de doblado a aquella que produce que el material llegue a un momento límite, esto es lograr que la fluencia se propague por toda la sección transversal del material.

El acero tiene un límite elástico o de fluencia claramente definido y es considerado un material elasto-plásticos, que es cuando el material puede seguirse deformando sin necesidad de aumentar el esfuerzo aplicado, como se puede observar en la figura 21.

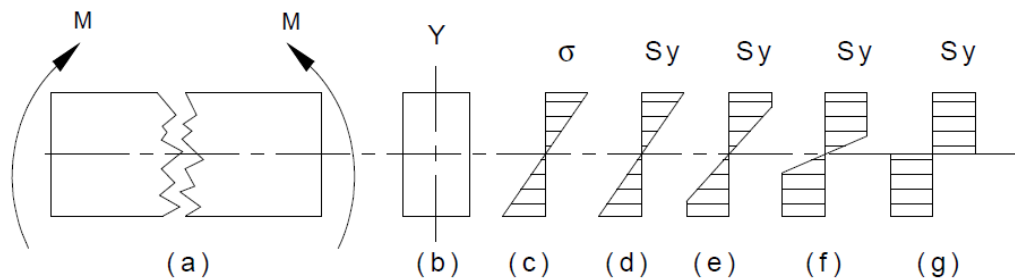


**Figura 21** Diagrama Esfuerzo-Deformación

Fuente: (Gandica, 2006).

El límite elástico es el punto que separa la curva de esfuerzo deformación en un campo elástico y un campo plástico, se define este punto como el esfuerzo que genera una deformación permanente del 0.2%. (Mase, 1978)

En la figura 22 (a,b) se muestra una viga de sección rectangular la cual es sometida a un momento de flexión, en el punto (c) se puede observar la distribución de esfuerzo que se tiene al aplicar un momento de flexión, la parte superior se encuentra a compresión mientras que la inferior se encuentra a tensión, en el punto (d) se observa cómo se aplica un esfuerzo igual al valor del límite de fluencia, si a este esfuerzo aplicado lo aumentamos gradualmente podemos observar como el esfuerzo se va distribuyendo desde los extremos hasta la línea neutra (e,f,g), es ahí cuando se llega al momento límite y se dice que la sección ha sido deformada plásticamente, además se supone despreciable el endurecimiento por deformación.



**Figura 22** Flexión plástica de una viga de sección rectangular.

Fuente: (Moina, Navarrete, & Rodriguez , 2007)

Según (Moina, Navarrete, & Rodriguez , 2007), el momento límite de una corona circular es:

$$M_L = 4 \cdot S_y \cdot e \cdot r_m^2 \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde:

$S_y$ =Esfuerzo de fluencia

$e$ = espesor de tubería

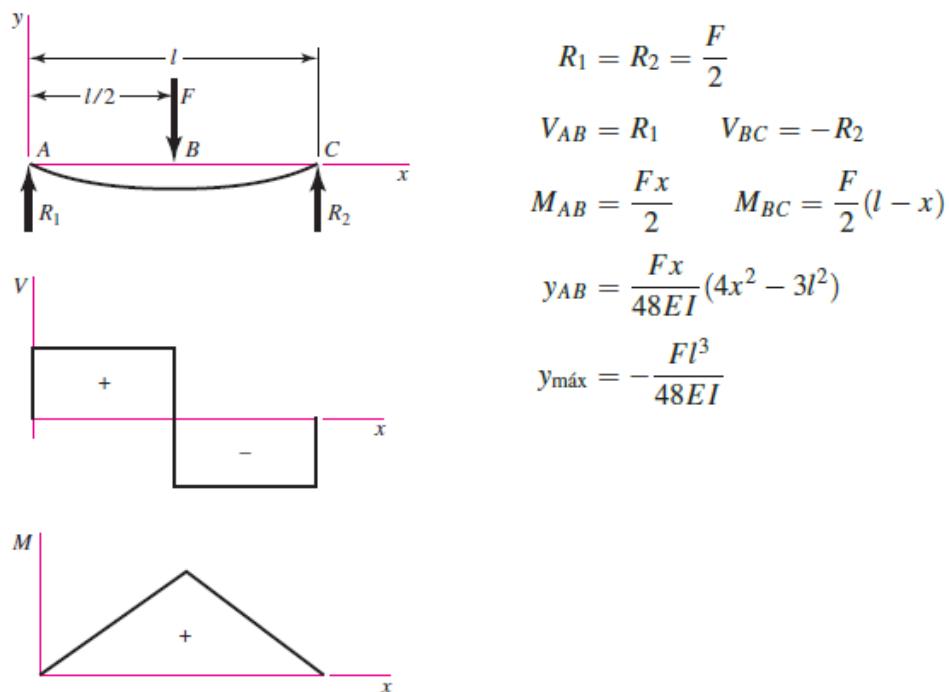
$r_m$ = radio medio

Con las propiedades geométricas de la tubería y con certificados de materiales entregados por la empresa se procede a realizar el cálculo del momento límite, quedando de la siguiente manera:

$$M_L = 4 \cdot 292[\text{MPa}] \cdot 8.18[\text{mm}] \cdot (105.46\text{mm})^2$$

$$M_L = 106.26[\text{kN} \cdot \text{m}]$$

Ahora se procede a calcular la fuerza necesaria, para ello se idealizará el proceso de doblado como una viga simplemente apoyada, con una carga puntual en el centro, como se puede observar en la figura 23.



**Figura 23** Cortante, momento y deflexión de vigas con apoyo simple: carga central

Fuente: (Budynas & Nisbett, Octava edición, pág. 995)

La separación entre apoyos será de  $1.2[\text{m}]$ , se ha considerado tomando en cuenta los tamaños de los rodillos comerciales para este tipo de máquinas ( $\varnothing = 550\text{mm}$ ), esta

separación es adecuada debido a que permite el avance del rodillo deformador entre los rodillos laterales.

$$M_{AB} = \frac{F \cdot x}{2} = \frac{F \cdot L}{4}$$

**Ecuación 8**

Despejando F de la ecuación 8, se tiene:

$$F = \frac{4 \cdot M_L}{L}$$

Donde:

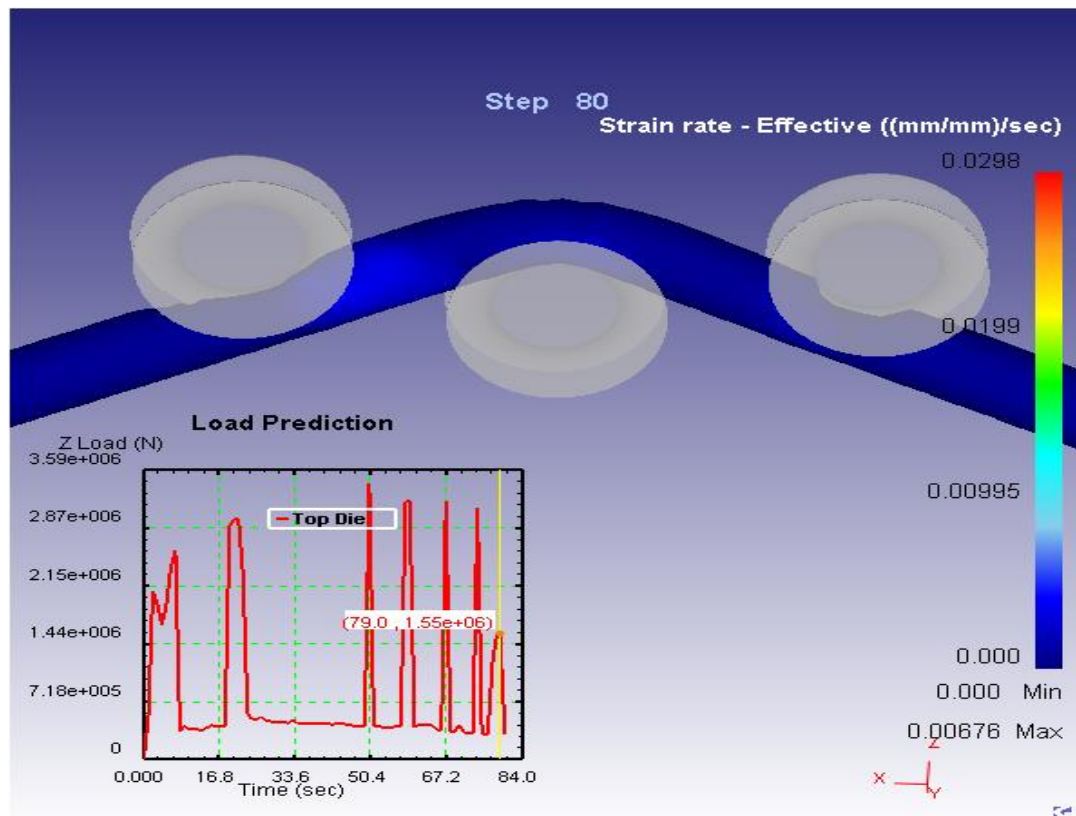
$F$ = fuerza necesaria para realizar el doblado

$L$ = distancia entre apoyos de rodillos laterales

$$F = \frac{4 \cdot 106.26[kN \cdot m]}{1.2[m]}$$

$$F = 354.20[kN]$$

Como manera de validación de esta teoría, se realiza una simulación mediante simulación por elementos finitos como se observa en la figura 24, en la parte inferior de la misma se puede observar como varía la fuerza a lo largo del tiempo, la fuerza no sobrepasa la fuerza calculada  $F = 354.20[kN]$  que se necesita para doblar la tubería, en este análisis se introdujeron los siguientes parámetros, fricción de coulomb de 0.25 entre la tubería y los rodillos, una velocidad de  $5[mm/s]$ , adicional se limitó la fuerza a  $354.202[kN]$ . El análisis realizado a la tubería de 8 pulgadas SCH 40 demostró que no se tendrá ningún defecto de doblado hasta los  $400[mm]$  en un solo paso, sin embargo por seguridad se recomienda realizar varias pasadas con el fin de minimizar los defectos y para no trabajar a la maquina al 100% de su capacidad.



**Figura 24** Análisis de la fuerza de doblado por elementos finitos

En la figura 25 se muestra las fuerzas que actúan en el proceso de doblado, la fuerza  $F$  que es la encargada de generar la deformación, y la fuerza de rozamiento  $F_r$  generada por la fricción de contacto cuando se desplaza la tubería con la ayuda de los rodillos motrices.

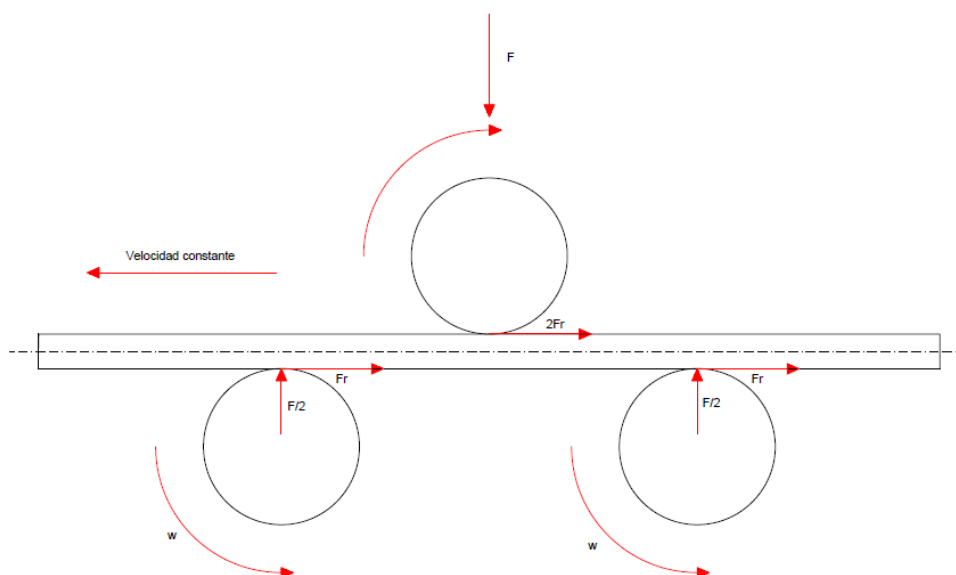
La fuerza de rozamiento se la calcula de la siguiente manera:

$$F_r = \mu \cdot F$$

Donde:

$\mu$ = Coeficiente de fricción

$F$ = Fuerza



**Figura 25** Fuerzas resultantes del proceso de curvado

El coeficiente de fricción se encuentra en la figura 26, donde se selecciona  $\mu = 0.74$  perteneciente al contacto entre material acero dulce y acero dulce.

**Tabla 3**

*Coefficiente de fricción de algunas combinaciones de materiales*

Material 1	Material 2	Estático		Dinámico	
		Seco	Lubricado	Seco	Lubricado
acero dulce	acero dulce	0.74		0.57	0.09
acero dulce	hierro fundido		0.183	0.23	0.133
acero dulce	aluminio	0.61		0.47	
acero dulce	latón	0.51		0.44	
acero duro	acero duro	0.78	0.11–0.23	0.42	0.03–0.19
acero duro	babbitt	0.42–0.70	0.08–0.25	0.34	0.06–0.16
teflón	teflón	0.04			0.04
acero	teflón	0.04			0.04
hierro fundido	hierro fundido	1.10		0.15	0.07
hierro fundido	bronce			0.22	0.077
aluminio	aluminio	1.05		1.4	

Fuente: (Norton, 2011, pág. 356)

$$F_r = 0.74 \cdot \frac{354.20[kN]}{2}$$

$$F_r = 131.05[kN]$$

Con esta fuerza se puede calcular el torque que necesitarán los rodillos motrices para romper la fuerza de rozamiento, cabe mencionar que esta fuerza de rozamiento está siendo calculada para un caso de estudio crítico, en el caso de lubricar o de cambiar el material de los rodillos esta fuerza puede reducirse.

Para el cálculo del torque necesario se necesita saber el radio de giro, para esto se utiliza un diámetro del eje de 240mm tomado de (AMOB, 2017), más un 20% del mismo para tener un valor cercano al real, quedando  $r = 150[mm]$ .

$$T_r = Fr \cdot r \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde:

$T_r$ = torque generado por la fuerza de fricción

$r$ = radio de giro de los rodillos

$$T_r = 131.05 [kN] \cdot 0.15 [m]$$

$$T_r = 19.65 [kN \cdot m]$$

También hay que tomar en cuenta el torque generado por el momento de inercia que tendrán los elementos de la máquina, entre estos los más importantes y pesados son los ejes, catarinas y los rodillos.

Para el siguiente cálculo se hacen las siguientes consideraciones:

- Según (Durapulse, 2009) la aceleración y desaceleración para motores con carga representativa se debe realizar con curva tipo S, el motor se estabilizará en un tiempo de 2[s], y para el frenado puede llegar hasta 7[s], seleccionando el más crítico en este caso el tiempo de 2[s].

- El motor será de 40 [hp] que es con el que trabajan las máquinas comerciales de estas capacidades (AMOB, 2017), y su velocidad nominal del motor será 1200[rpm], para que entre en los requisitos de diseño entregados por la empresa.
- Para facilidad de cálculos los momentos de inercia serán calculados como cilindros.
- Los ejes y catarinas serán pre seleccionados mediante un programa en donde los parámetros de entrada serán una 5 [rpm], y una potencia a transmitir de 40[hp], en la figura 27 y 28 se encuentran los diámetros preliminares.
- Se considerarán ejes de 700 [mm] de largo.

1.1	Calculation units	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Transmitted power	29,83	[kW]
1.3	Shaft speed	5	[/min]
1.4	Torsion moment	56971,48	[Nm]
1.5	Preliminary min. diameter	244,86	[mm]

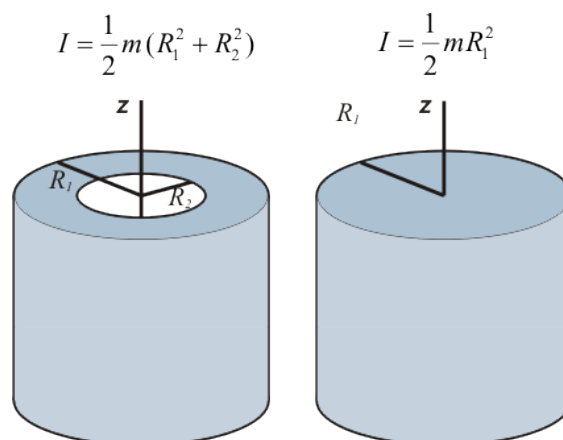
**Figura 26** Diámetro preliminar para los ejes, calculado en programa MITCALC



i Check lines:3,9;3.10;3.13;3.14;3.15;3.16;		Sprocket1	Sprocket2										
1.2	Transferred power	P	40,00	39,20	[HP]								
1.3	Speed of the sprocket wheel (desired)	n	10	5	[/min]								
1.4	Speed of the sprocket wheel (actual)	n	10	5,00	[/min]								
1.5	The desired / actual transmission ratio	i	2,000	2,000									
1.6	Torque	Mk	252000,00	493920,00	[lb.in]								
1.7	The type of driving machine (loading)		B...Moderate shocks		▼								
1.8	The type of driven machine (loading)		B...Light duty		▼								
1.9	Type of lubrication		A...Requested failure free		▼								
1.10	Number of links of the chain		Even only		▼								
1.11	Number of teeth of the sprocket wheel		Even and odd	Even and odd	▼								
<b>2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Automatic design</b>													
<b>2.1 Chain type</b>													
2.2	A...Standard roller chains / ASME B29.1												
2.3	Axis distance for Automatic design	27,56	Optimal		[in]								
2.4	Range of smaller sprocket teeth	19	25										
2.5	Automatic design - press the button												
2.6	Sort results according to parameter	Automatic design											
2.7	Table of solutions												
2.8	Type	z1	z2	n2	i	A	Pp	v	SD	p	SP	Pp%	m
2.9	140 - 2	17	43	383.5	2.53	69.62	104.92	2418	58.84	700	1.50	36	403.7

**Figura 27** Selección de cadena preliminar, calculado en programa MITCALC

Con esta preselección podemos calcular los momentos de inercia que tendrán cada elemento, con el fin de calcular el torque requerido, más adelante se realizará un diseño a profundidad de cada uno de estos elementos.



**Figura 28** Momento de Inercia de un sólido rígido

Fuente: (Martín & Serrano, s.f.)

Se procede a calcular los momentos de Inercia, con las masas obtenidas mediante un programa CAD.

**Tabla 4**

*Masas de elementos principales que estarán en movimiento*

Elemento	Masa [kg]
Eje Sólido	278
Catarina 140-2	302
Rodillo	128
Tubería 8in SCH40	255.18

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot R_1^2$$

**Ecuación 10**

Donde:

$m$  = Masa del elemento

$R$  = Radio

Ejemplo de cálculo de momento de Inercia del eje:

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot R_1^2$$

$$I_{eje} = \frac{1}{2} \cdot 278[kg] \cdot (0.127[m])^2$$

$$I_{eje} = 2.2[kg \cdot m^2]$$

En la tabla 5 se resumen todos los momentos de inercia que estarán presentes en el proceso de curvado.

**Tabla 5**

*Momentos de Inercia de elementos que estarán en movimiento*

Elemento	Momento de Inercia [kg*m <sup>2</sup> ]
Eje Sólido	2.2
Catarina 140-2	31.27
Rodillo	4.84
Tubería 8in SCH40	2.842

Con estos datos obtenidos anteriormente podemos calcular la Inercia total que tendrá que mover el motor, El torque generado por el momento de inercia se lo calcula con la siguiente formula:

$$T_i = I_T \cdot \alpha \quad \text{Ecuación 11}$$

Donde:

$I_T$ =Momento de Inercia Total

$\alpha$ =Aceleración angular del motor.

El momento de inercia total se calcula sumando todos los momentos inerciales individuales, mientras que la aceleración angular se la calcula dividiendo la velocidad nominal del motor para el tiempo de estabilización.

$$\alpha = \frac{n}{t_{est}} \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde:

$n$ = Velocidad angular del motor

$t_{est}$ = tiempo que demora el motor en estabilizarse

$$\alpha = \frac{1200[\text{rev}/\text{min}]}{2[\text{s}]} \cdot \frac{1[\text{min}]}{60[\text{s}]} \cdot \frac{2\pi[\text{rad}]}{1[\text{rev}]}$$

$$\alpha = 62.83 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Ahora se calcula la Inercia total, en donde se suma la inercia de tres rodillos, tres ejes, tres catarinas y un tubo, que son las masas más representativas que tendrá que mover el motor.

$$I_T = 3I_{\text{eje}} + 3I_{\text{catarina}} + 3I_{\text{rodillo}} + I_{\text{tubo}} \quad \text{Ecuación 13}$$

$$I_T = 117.77[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$T_i = 7399.71 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

Este es el torque necesario para mover las masas de los elementos, a este torque le sumamos dos veces el torque calculado para sobrepasar la fuerza de rozamiento ya que como se indicó anteriormente se tienen dos rodillos motrices, con esto podremos calcular la potencia total que necesitará el motor para realizar este proceso de curvado.

$$T_t = 2 * T_r + T_i \quad \text{Ecuación 14}$$

$$T_t = 2 * 19.66 [\text{kN} \cdot \text{m}] + 7399.71 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$T_t = 46.72[\text{kN} \cdot \text{m}]$$

La potencia de diseño se la calcula de la siguiente manera:

$$P_D = T_t \cdot \omega \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde:

$T_t$ = Torque necesario para realizar el proceso de doblado

$\omega$ = Velocidad angular de los rodillos 5 [rpm]

$$P_D = 46.72 [kN \cdot m] \cdot 5 \left[ \frac{rev}{min} \right] \cdot \frac{1 [min]}{60 [s]} \cdot \frac{2\pi [rad]}{[rev]}$$

$$P_D = 24.46 [kW] \approx 32.80 [hp]$$

### 3.4 Diseño del sistema de transmisión de potencia

En el diseño de transmisión de potencia se deben tomar en cuenta los parámetros que la empresa solicitó al inicio para la realización del proyecto, entre ellas es la utilización de varios de los recursos que ellos cuentan, como lo es una caja reductora de velocidad con las siguientes características, que se muestran en la tabla 6.

**Tabla 6**

*Características de caja reductora entregada por la empresa SAURUS ECUADOR*

Relación de reducción	60.77
Velocidad máxima de entrada	1800 [rpm]
Potencia máxima	45 [kW] $\approx$ 60.35 [hp]
Torque máximo	10400 [N · m]

Fuente: SAURUS ECUADOR



**Figura 29** Placa de Identificación de la caja reductora

Fuente: SAURUS ECUADOR



**Figura 30** Caja reductora

Fuente: SAURUS ECUADOR

Con las características de esta caja reductora se puede limitar ciertos parámetros de diseño como son la mínima velocidad a la que se puede ingresar a la caja reductora, el torque máximo permitido y por ende las relaciones que tendremos a la entrada y salida de la misma.

Se debe llegar a una velocidad en los rodillos motrices de aproximadamente 5 [rpm], por lo que se realiza las siguientes relaciones.

$$n_{resultante} = \frac{n}{i_{cr}} \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde

$n$ : Velocidad nominal del motor

$i_{cr}$ : Relación de reducción de la caja reductora

$$n_{resultante} = \frac{1200[rpm]}{60.77} = 19.75[rpm]$$

Esta velocidad es la que se esperaría después de pasar por la caja reductora, pero se necesita una velocidad final de 5[rpm], por lo que la relación de reducción que se necesita es la siguiente:

$$i_{necesaria} = \frac{n_{resultante}}{n_{rodillos}} \quad \text{Ecuación 17}$$

$$i_{necesaria} = \frac{19.75[rpm]}{5[rpm]} = 3.95$$

La relación que se necesita para llegar a una velocidad de 5[rpm] es de aproximadamente  $i \approx 4$ , lastimosamente no se la puede realizar en una sola reducción ya que al bajar mucho la velocidad en la entrada de la caja reductora esto hará que el torque aumente y no se pueda utilizar esta caja, adicional al tener una relación de  $i \approx 4$  y con esta potencia se tendrán elementos demasiados grandes, lo que no es recomendable ya que aumentará de manera drástica el tamaño de la máquina.

### 3.4.1 Selección de elementos de transmisión de potencia

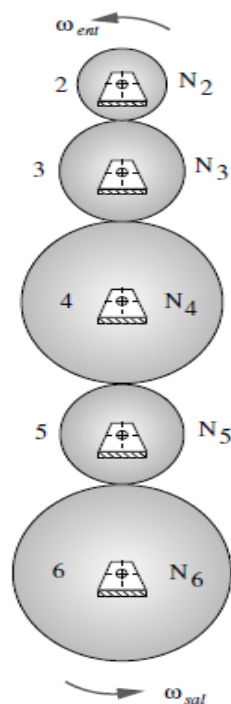
Existen varios métodos para transmitir potencia, entre los principales tenemos por engranes, por bandas y por cadena de rodillo. Se necesitará seleccionar entre uno de estos, el que mejor se adapte a los requerimientos de diseño.

Para seleccionar los elementos que transmitirán potencia, se adopta ciertas recomendaciones, que se detallan a continuación:

- El sistema debe estar en capacidad de transmitir potencia a varios ejes a la vez desde una misma fuente de potencia y permitir distancias amplias entre ellos.
- Alta eficiencia y larga vida.

- Se debe procurar ser fácil de instalar, debe ser seguro y de poco mantenimiento.
- Tiene que garantizar una relación de transmisión constante sin deslizamientos ni arrastres.
- Los elementos deben ser fácil de fabricar, o de fácil adquisición en el mercado.

Con estas consideraciones efectuadas empezaremos a descartar posibilidades, los engranes no son capaces de transmitir potencia a varios ejes a la vez ya que el mismo a trabajar en contacto, hace que cambie el sentido de giro del elemento conducido, para solucionar esto se añaden engranes locos los que hacen que los elementos conducidos tengan la misma dirección, como se ilustra en la figura 32.



**Figura 31** Tren de engranes simple

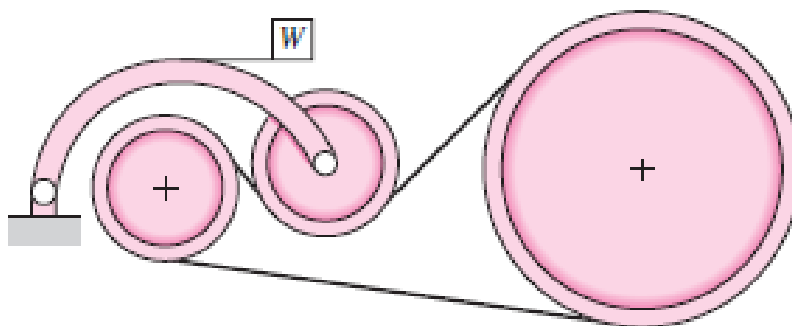
*Fuente: (Norton, 2011, pág. 559)*



Al tener una potencia alta como lo es 40 [hp] el torque generado al reducir la velocidad hacen que estos engranes salgan demasiado robustos, ya que en una selección preliminar nos da un módulo de 20, lo que quiere decir que solo los engranes de los extremos tendrán un espesor de entre 20 y 40[cm], y un diámetro cercano a un metro, lo cual es difícil de fabricar, adicional a esto añadirle 2 engranes locos aumentaría el precio considerablemente.

Las bandas de transmisión son elementos flexibles, son mucho más económicas que cualquier tipo de transmisión, sin embargo éstas no permiten transmitir potencia a varios ejes adicional este tipo de elementos no trabajan bien a bajas velocidades.

Otra desventaja de las bandas es que no tienen una relación de transmisión constante, ya que suelen deslizarse cuando están en movimiento y a medida que se gastan el problema aumenta, es por ello que es necesario aplicar un tensor de banda el cual a medida que se desgasta asegura que la banda estará en constante tensión, como se observa en la figura 33.



**Figura 32** Polea tensora

**Fuente:** (Budynas & Nisbett, Octava edición, pág. 872)

Las cadenas de rodillos pueden abarcar grandes distancias entre centros como las bandas, y transmitir la velocidad y el torque como los engranes. Para una determinada relación y capacidad de potencia, las transmisiones por cadena son más compactas que las transmisiones por correa, pero menos compactas que las transmisiones por engranajes. (Shigley, Mischke, & Brown, Tercera edición)

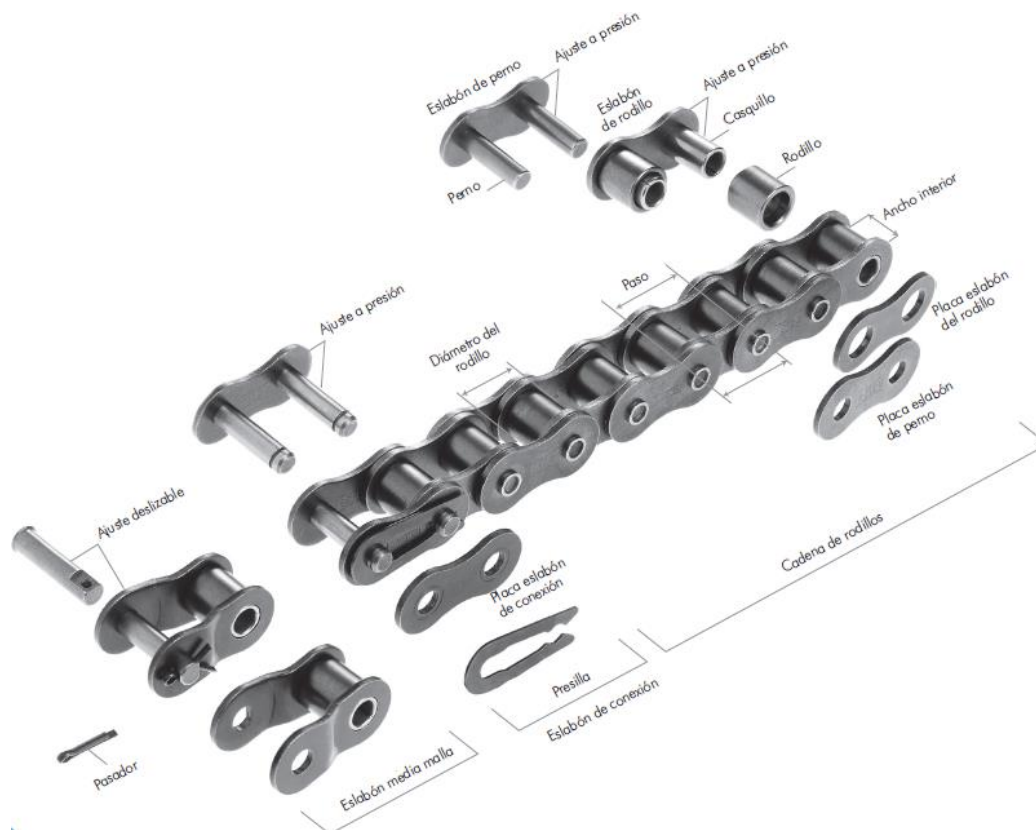
El montaje y la alineación de los accionamientos de cadena no tienen que ser tan precisos como los de los engranajes. Los accionamientos de cadena pueden funcionar con una eficiencia del 98 al 99 por ciento en condiciones ideales.

### **3.4.2 Cadenas de rodillos**

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento ni el arrastre, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia. (Budynas & Nisbett, Octava edición)

Las transmisiones por cadena suelen ser más económicas que las transmisiones por engranajes y son bastante competitivas con las transmisiones por correa. (Shigley, Mischke, & Brown, Tercera edición)

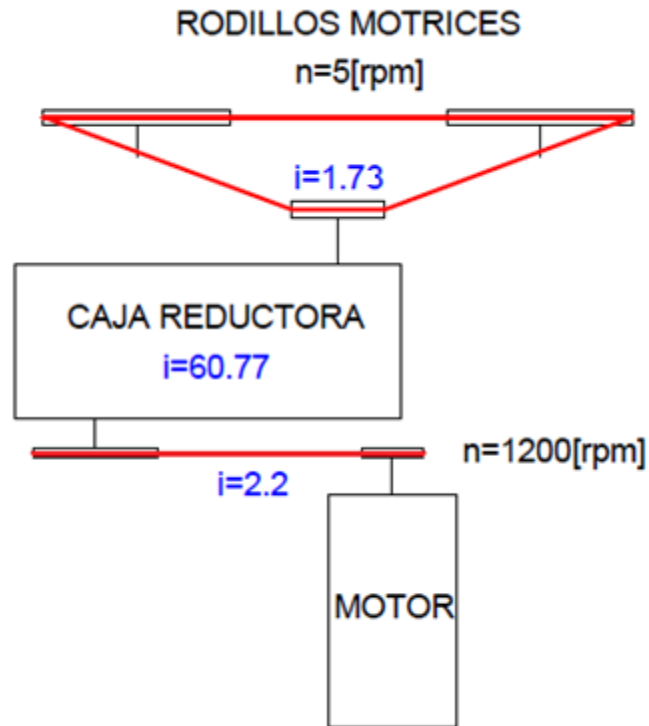
En la figura 34 se puede observar la nomenclatura que se utiliza en este sistema de transmisión de potencia que fue estandarizado por la ANSI respecto a sus tamaños, entre las principales partes se tiene los rodillos, placas, y pernos pasantes.



**Figura 33** Estructura de la cadena de rodillos

Fuente: (Tsubaki, 2019)

A continuación se selecciona las cadenas de rodillos, se propone a utilizar dos relaciones  $i_1 = 2.22$ , la que será la relación de entrada a la caja reductora y a la salida se trabajara con una relación de  $i_2 = 1.73$ , en la figura 34 se esquematiza todo el sistema de transmisión en conjunto para una mejor comprensión.



**Figura 34** Esquema del sistema de transmisión de potencia

Para seleccionar una transmisión de potencia por cadena de rodillos se debe conocer la potencia pico que está transmitirá, esta es la nominal del motor multiplicado por un factor de servicio, que depende de su par de arranque, su impacto y si es para trabajo pesado.

En la tabla 7 se muestran los factores de servicio para diferentes cargas a transmitir, en el caso de estudio se trabajará con un motor eléctrico y la carga a transmitir es suave, por su baja velocidad, por esto se selecciona el  $F_s = 1.2$ .

**Tabla 7***Factor de servicio para máquinas motrices*

Máquinas motrices	Motores eléctricos cd = 2 cn Motores térmicos multicilindros > 600 rpm			Motores eléctricos c maxi > 2 cn Monocilindro < 600 rpm		
	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d
<i>Cargas uniformes ligeras:</i> Agitadores para líquidos, bombas y compresores centrifugos-ventiladores hasta 7,5 Kw Pequeños transportadores	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<i>Cargas uniformes medias:</i> Transportadores de cinta (arena, grano) Ventiladores superiores 7,5 Kw Generadores-alternadores, máquinas herramientas Maquinaria artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras, bombas rotativas.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<i>Cargas irregulares con sobrecargas:</i> Maquinaria para ladrillos y cerámica Elevadores con canchilones. Compresores y bombas de pistones. Maquinaria papel. Pulverizadores. Maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Cargas irregulares y sobrecargas importantes:</i> Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras mezcladoras. Gruas, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Cargas muy irregulares y grandes sobrecargas.	2	2	2	2	2	2

Fuente: (Rodríguez Galbarro, 2018)

Una vez seleccionado el factor de servicio se procede a calcular la potencia a transmitir, de la siguiente manera:

$$P = F_s \cdot P_D \quad \text{Ecuación 18}$$

$$P = 1.2 \cdot 32.80 [hp] \approx 40[hp]$$

Con esta potencia se procede a seleccionar el tipo de cadena de rodillo que se utilizará en la primera relación, para esto utilizamos la gráfica que provee un fabricante, para la selección de cadenas mediante tablas se debe considerar lo siguiente:

- 15000 horas a carga completa
- Torón único
- 100 pasos en longitud mínimo
- Lubricación recomendada

### 3.4.2.1 Selección de cadenas de rodillos (Motor a caja reductora)

Para la selección de la primera reducción se trabaja con la tabla de selección rápida, según (Martin, 2018) para una velocidad de 1200[rpm] y una potencia a transmitir de 40[hp] se deberá seleccionar una cadena ANSI 80 de torón simple con 25 dientes para el sprocket conductor (Ver anexo A2).

La relación de transmisión para esta reducción es de ( $i_1 = 2.2$ ), por lo que el sprocket conducido tendrá el siguiente número de dientes:

$$z_{g1} = i_1 \cdot z_{p1}$$

$$z_{g1} = 2.2 \cdot 25 = 55$$

Con estos datos se puede conocer las dimensiones y peso que tendrán los sprockets seleccionados (Ver anexo A3).

La longitud de esta cadena será mínimo de 100 pasos (Shigley, Mischke, & Brown, Tercera edición), como son las recomendadas para cadenas seleccionadas mediante tablas, con esta longitud podemos calcular la distancia entre centros de los ejes.

$$L = 100 \cdot p \quad \text{Ecuación 19}$$

$$L = 100 \cdot 1" = 100"$$

$$L = 2.45 [m]$$

$$C = \frac{p}{4} \left[ -A + \sqrt{A^2 - 8 \left( \frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)} \right] \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde:

$$A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{p} \quad \text{Ecuación 21}$$

$$A = \frac{25 + 55}{2} - \frac{100p}{p}$$

$$A = -60$$

$$C = \frac{p}{4} \left[ -(-60) + \sqrt{(-60)^2 - 8 \left( \frac{55 - 25}{2\pi} \right)} \right]$$

$$C = 29.92 \cdot p = 29.92''$$

$$C = 759.97[mm]$$

Esta es la distancia mínima que debe existir entre los ejes del motor y la caja reductora, en caso de requerir mayor distancia por motivos de instalación se debe proceder.

### 3.4.2.2 Selección de cadenas de rodillos (Caja reductora a rodillos motrices)

Después de esta primera reducción ingresará a la caja reductora la misma que tiene una  $i=60.7$  como ya se indicó en la parte superior.

La velocidad que tendrá el sprocket a la salida de la caja reductora será de  $n_2 = 8.94$ , y los rodillos de  $5,17 [rpm]$ , como la velocidad del sprocket conductor está por debajo de la que los fabricantes utilizan en sus tablas por fatiga superficial, se procederá a hacer un análisis de fatiga de los elementos que conforman la cadena.

Se debe seleccionar la menor entre las dos potencias nominales limitadas por la placa del eslabón  $H_1$  y por los rodillos  $H_2$ , estas ecuaciones nos indican si la cadena fallará a desgaste o por tracción, las cadenas que giran a altas velocidades generalmente fallan por desgaste, mientras que las que trabajan a bajas velocidades fallan a tracción. (Budynas & Nisbett, Octava edición)

$$H_1 = 0.004 \cdot N_1^{1.08} \cdot n_1^{0.9} \cdot p^{(3-0.07p)} [hp] \quad \text{Ecuación 22}$$

$$H_2 = \frac{1000 \cdot K_r \cdot N_1^{1.5} \cdot p^{0.8}}{n_1^{1.5}} [hp] \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde:

$N_1$  =Número de dientes del sprocket conductor.

$n_1$  =Velocidad del sprocket conductor [rpm]

$p$  =paso de la cadena [pulgadas]

$K_r$  =29 para números de cadena 25,35; 3.4 para cadena 41; y 17 para cadenas 40-240

Las ecuaciones 22 y 23 son directamente proporcionales al número de dientes, la velocidad y el paso de la cadena, lo que nos indica que si se aumenta el número de dientes estas soportarán más, después de realizar varias iteraciones se llega a la conclusión de que la cadena óptima será la ANSI 200 (paso  $p = 2.5''$ ) de doble torón, el sprocket conductor deberá tener  $z_{p2} = 26$  dientes, quedando de la siguiente manera:

$$H_1 = 0.004 \cdot 26^{1.08} \cdot 8.94^{0.9} \cdot 2.5^{(3-0.07 \cdot 2.5)} [hp]$$

$$H_1 = 12.90 [hp]$$

$$H_2 = \frac{1000 \cdot 17 \cdot 26^{1.5} \cdot 2.5^{0.8}}{8.94^{1.5}} [hp]$$

$$H_2 = 175490.92 [hp]$$

Por los resultados obtenidos se puede decir que la cadena no fallará por desgaste, ya que  $H_2 > H_1$ , de estos se selecciona el menor valor, quedando la potencia permisible de la siguiente manera:

$$H_A = K_1 \cdot K_2 \cdot H_1 \quad \text{Ecuación 24}$$



Donde:

$K_1$ =factor de corrección para un número de dientes distinto de 17 (Tabla 8)

$K_2$ =corrección por número de hileras (Tabla 9)

**Tabla 8**

*Factores de corrección de dientes,  $K_1$*

Número de dientes en catarina impulsora	Potencia preextremo, $K_1$	Potencia posextremo, $K_1$
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
$N$	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

Fuente: (Budynas & Nisbett, Octava edición, pág. 893)

$$K_1 = \left(\frac{N_1}{17}\right)^{1.5}$$

$$K_1 = \left(\frac{26}{17}\right)^{1.5} = 1.89$$

**Tabla 9**

*Factores de torones múltiples,  $K_2$*

Número de torones	$K_2$
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Fuente: (Budynas & Nisbett, Octava edición, pág. 893)

$$K_2 = 1.7$$

$$H_A = 1.7 \cdot 1.89 \cdot 12.90[hp]$$

$$H_A = 41.44 [hp]$$

Esta potencia es la que podrá soportar la cadena, es mayor a la potencia nominal del motor, por lo que se garantiza que la cadena no fallará en funcionamiento.

$$H_A > H_{motor}$$

Ahora se debe calcular el número de dientes del sprocket conducido, para esto utilizamos la siguiente relación.

$$z_{g2} = i_2 \cdot z_{p2} \quad \text{Ecuación 25}$$

$$z_{g2} = 1.73 \cdot 26 = 44.98 \approx 45$$

Con los datos obtenidos se procede a seleccionar los sprockets del catálogo del proveedor, donde están las características dimensionales (Ver Anexo A4)

A continuación se procede a calcular la distancia entre centros, se recomienda que esta distancia este entre 30 y 50 pasos. (Shigley, Mischke, & Brown, Tercera edición)

$$C = 40 \cdot p$$

$$C = 40 \cdot 2.5" = 100"$$

$$C = 2.54[m]$$

### 3.4.2.3 Lubricación de cadenas de rodillos

La lubricación de cadenas de rodillos es esencial a fin de obtener una vida larga y sin problemas, en la tabla 10 se muestra las recomendaciones para el tipo de cadena seleccionada y a la velocidad que girara el sprocket conductor, con esto veremos el tipo de lubricación que se necesita.

**Tabla 10**  
Tipos de lubricación para cadenas de rodillos

Velocidad de la catarina, rpm		Número ANSI de cadena							
		80	100	120	140	160	180	200	240
Tipo A	50	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
	100	5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115
	150	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
	200	10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
	300	14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
	400	18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
	500	22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0
	600	27.0	51.7	87.3	127	141	155	169	
	700	31.0	59.4	89.0	101	112	123	0	
	800	35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101		
Tipo B	900	39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4		
	1 000	37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1		
	1 200	28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0		
	1 400	22.7	27.2	31.5	35.6	0			
	1 600	18.6	22.3	25.8	0				
	1 800	15.6	18.7	21.6					
	2 000	13.3	15.9	0					
	2 500	9.56	0.40						
	3 000	7.25	0						
	Tipo C		Tipo C'						

Fuente: (Budynas & Nisbett, Octava edición, pág. 892)

La lubricación por goteo o por baño poco profundo es satisfactoria. Se debe emplear un aceite mineral medio o ligero, sin aditivos. Excepto en condiciones poco habituales, no se recomiendan los aceites pesados ni las grasas, porque su viscosidad es demasiado alta para ingresar en las holguras pequeñas de las partes de la cadena. (Shigley, Mischke, & Brown, Tercera edición)

Para la cadena ANSI No. 80 se necesita lubricación tipo C, la cual es una lubricación por chorro de aceite, mientras que para la ANSI No. 200 se recomienda una lubricación por baño.

### 3.4.3 Diseño de Ejes Laterales

El presente diseño se realizará para los tres ejes porta rodillos, el central y los dos laterales (motrices).

Se empezará calculando los dos ejes motrices los cuales estarán sometidos a las cargas producidas por el proceso de curvado, se toma las siguientes consideraciones para el diseño: los ejes deben alojar los siguientes elementos (2 rodamientos, 1 sprocket y 1 rodillo), hay que tomar en cuenta que el agujero del sprocket está limitado a 7".

Para calcular el diámetro de los ejes se trabajara con la recta de Goodman modificada la cual se deriva de la teoría de la distorsión. (Budynas & Nisbett, Octava edición)

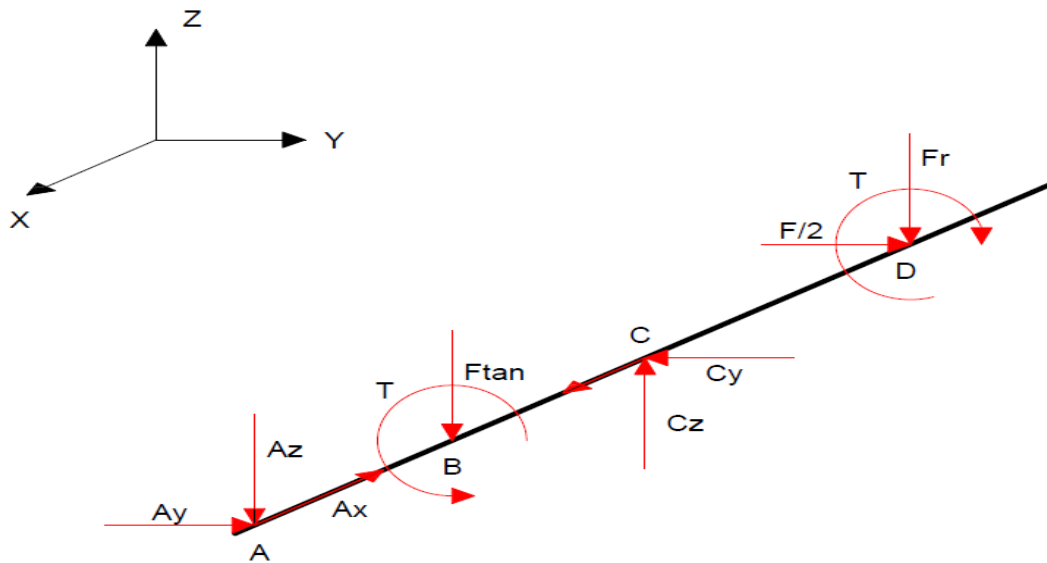
En la tabla 11 se detallan las cargas que actuarán en los ejes.

**Tabla 11**

*Fuerzas que participan en el proceso de curvado*

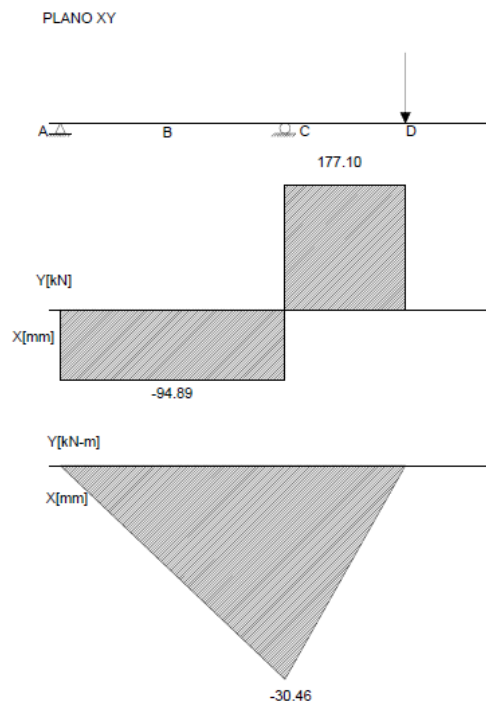
$F = 354.20[kN]$	Fuerza necesaria para deformar el material
$F_r = 131.05[kN]$	Fuerza de rozamiento generada por el proceso de curvado
$T_{max} = 55.13[kN \cdot m]$	Torque máximo generado por el motor de 40[hp] a una velocidad de 5.17[rpm]
$F_{tan} = 116.54[kN]$	Fuerza tangencial generada por el sprocket

En la figura 35 se realiza un diagrama de cuerpo libre del eje portarodillo lateral, con todas las fuerzas que actúan en el mismo, donde en los puntos A y C irán los rodamientos, mientras que en el punto B y D irán el sprocket y el rodillo respectivamente.

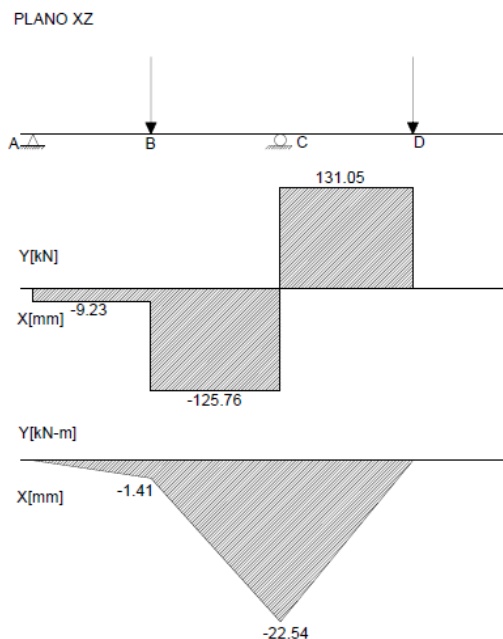


**Figura 35** Distribución de cargas en eje de rodillo lateral

A continuación se presentan el diagrama cortante y momento flector en los planos XY y XZ (Ver figura 36 y 37, respectivamente).



**Figura 36** Diagrama cortante y momento flector eje lateral, Plano XY



**Figura 37** Diagrama cortante y momento flector eje lateral, Plano XZ

**Tabla 12**

*Reacciones en los apoyos A y C*

Punto A	Punto C
$A_y = -94.89$ [kN]	$C_y = 271.96$ [kN]
$A_z = -9.23$ [kN]	$C_z = 256.82$ [kN]

Estas reacciones nos servirán más adelante para la selección de rodamientos o cojinetes de contacto.

Como se observa en las figuras 36 y 37, el punto más crítico es el C, donde irá el segundo apoyo, pero cabe recalcar que se tiene un limitante en el diámetro máximo de la manzana del sprocket antes seleccionado, por lo que la disposición final del eje se hará mediante la comprobación de ese diámetro y donde se procede a calcular el factor de seguridad con un material seleccionado.

Antes de realizar los cálculos primero se procede a seleccionar el material con el que será fabricado el eje, (Budynas & Nisbett, Octava edición) recomienda utilizar un acero que tenga una elongación mayor al 12%, en este caso se utiliza un acero SAE 1018, el mismo que es de fácil adquisición en el mercado local.

A continuación se detallan las propiedades del material seleccionado.

$$S_y = 304[MPa] \quad S_{ut} = 598.2 [MPa] \quad \%el\log = 20$$

Con estas propiedades se puede calcular el límite de resistencia a la fatiga  $S_e$ , que se encuentra en el punto crítico de una parte de la geometría y condición de uso, la misma que se modifica con los factores de Marín, que se describen a continuación:

$$S_e = 0.5 \cdot S_{ut} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad \text{Ecuación 26}$$

Donde:

$k_a$ = factor de modificación por la condición superficial

$k_b$ = factor de modificación por el tamaño

$k_c$ = factor de modificación por la carga

$k_d$ = factor de modificación por la temperatura

$k_e$ = factor de confiabilidad

$k_f$ = factor de modificación por efectos varios

Estos factores se los resume en la tabla 13, donde se indica su valor correspondiente y de donde han sido seleccionados.

**Tabla 13**  
Factores de Marín para eje porta rodillo lateral

Factor de Marín	Valor	Observación
Factor de Modificación por condición superficial	$ka = 4.51 \cdot 598.2^{-0.265}$ $ka = 0.828$	Ver Anexo A5 Tabla 6-2
Factor de tamaño	$kb = 1.51 \cdot 178^{-0.157}$ $kb = 0.669$	Ver Anexo A5 Ecuación 6-20
Factor de carga	$kc = 1$	Ver Anexo A5 Ecuación 6-26
Factor de temperatura	$kd = 1$	Ver Anexo A5 Tabla 6-4
Factor de confiabilidad	$ke = 0.814$	Ver Anexo A5 Tabla 6-5

$$Se = 0.5 \cdot 598.2 \cdot 0.825 \cdot 0.669 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.814$$

$$Se = 134.37 [MPa]$$

### 3.4.3.1 Factores de concentración de esfuerzos por fatiga $k_f$ y $k_{fs}$

Al existir irregularidades o discontinuidades en un elemento giratorio aumenta drásticamente el esfuerzo, ya que los mismos son concentradores de esfuerzos, las siguientes ecuaciones definen los factores de esfuerzos para flexión y torsión.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ecuación 27}$$

$$k_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) \quad \text{Ecuación 28}$$

Donde:

$q, q_s$ = sensibilidad a la muesca

$K_t, K_{ts}$ = Factores teóricos de concentración del esfuerzo



La sensibilidad a la muesca  $q, q_s$  y los factores  $K_t, K_{ts}$ , se los encuentra mediante gráficas, los mismos se encuentran resumidos en la tabla 14.

**Tabla 14**

*Sensibilidad a la muesca y factores de concentración de esfuerzo*

Sensibilidad a la muesca	Observación	Factor de concentración de	
		esfuerzo	
			Observación
$q = 0.84$	Ver Anexo A6	$K_t = 1.8$	Ver Anexo A6
	Figura 6-20		Figura A-15-9
$q_{cortante} = 0.93$	Ver Anexo A6	$K_{ts} = 1.3$	Ver Anexo A6
	Figura 6-21		Figura A-15-8

Con estos datos podemos calcular los concentradores de esfuerzo  $k_f$  y  $k_{fs}$ , para flexión y torsión sucesivamente.

$$k_f = 1 + 0.84(1.8 - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0.93(1.3 - 1)$$

$$k_f = 1.672$$

$$k_{fs} = 1.279$$

### 3.4.3.2 Cargas aplicadas en el punto crítico

Ahora se procede a seleccionar las cargas que actúan en el punto en estudio, con esto calculamos las cargas fluctuantes en el mismo.

**Tabla 15**

*Cargas que actúan en el punto crítico (Tomadas de las figuras 36 y 37)*

PLANO XY	PLANO XZ
$M_{min\ xy} = -16.497[kN \cdot m]$	$M_{min\ xz} = -21.756[kN \cdot m]$
$M_{max\ xy} = 0[kN \cdot m]$	$M_{max\ xz} = -1.597[kN \cdot m]$
$T = 55.131[kN \cdot m]$	

Una vez que se tiene identificadas las cargas que trabajaran en el punto crítico, se procede a calcular los momentos y torque fluctuantes, al estar trabajando en dos planos se debe consolidar ambos momentos en un solo equivalente de la siguiente manera:

$$M_{\max eq} = \sqrt{M_{\max xy}^2 + M_{\max xz}^2} \quad \text{Ecuación 29}$$

$$M_{\min eq} = \sqrt{M_{\min xy}^2 + M_{\min xz}^2} \quad \text{Ecuación 30}$$

Ahora se procede a calcular los torques y momentos medios y alternantes que son los que se utilizarán más adelante para el cálculo de factor de seguridad de los ejes.

$$M_m = \frac{M_{\max eq} + M_{\min eq}}{2} \quad M_a = \frac{|M_{\max eq} - M_{\min eq}|}{2} \quad \text{Ecuación 31}$$

$$T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \quad T_a = \frac{|T_{\max} - T_{\min}|}{2} \quad \text{Ecuación 32}$$

En la tabla 16 se resumen todos los cálculos realizados con las ecuaciones 29, 30, 31 y 32, de igual manera se los torques mínimos y máximos

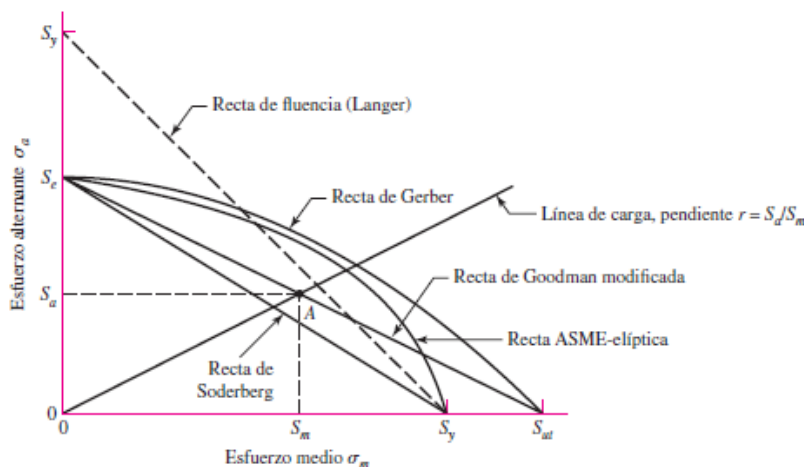
**Tabla 16**  
*Momentos y torques medios y alternantes*

Momentos	Torques
$M_{\min eq} = 27.304 [kN \cdot m]$	$T_{\min} = 0 [kN \cdot m]$
$M_{\max eq} = 1.59 [kN \cdot m]$	$T_{\max} = 55.131 [kN \cdot m]$
$M_m = 14.450 [kN \cdot m]$	$T_m = 26.565 [kN \cdot m]$
$M_a = 12.854 [kN \cdot m]$	$T_a = 26.565 [kN \cdot m]$

### 3.4.3.9 Factor de seguridad de los ejes

Con finalidad de tener un buen criterio de falla a la fatiga, a continuación se expresan mejor en la figura 38, donde se puede ver claramente que el criterio de

Soderberg y la recta de Goodman modificada son criterios bastantes conservadores, mientras que la recta ASME-elíptica y la recta de Gerber son muy optimistas, se seleccionará el criterio de falla de la recta de Goodman modificada la cual es nos dará un buen resultado para el estudio que se está realizando.



**Figura 38** Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla

Fuente: (Budynas & Nisbett, Octava edición, pág. 297)

Al considerar la recta de Goodman modificada como un criterio, el punto A representa un punto límite con una resistencia alternante  $S_a$  y una resistencia media  $S_m$ . La pendiente de la línea de carga que se muestra se define como  $r = S_a/S_m$ .

El criterio de la recta de Goodman modificada es representado de la siguiente manera:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{Ecuación 33}$$

En este caso se tiene que verificar si el diámetro crítico que está dado por el agujero máximo del sprocket cumple con un factor de seguridad, también hay que

recalcar que el eje está sometido a cargas combinadas por lo que el criterio de seguridad quedará de la siguiente manera:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \cdot \left[ \frac{\sqrt{4 \cdot (k_f \cdot Ma)^2 + 3(k_{fs} \cdot Ta)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{4 \cdot (k_f \cdot Mm)^2 + 3(k_{fs} \cdot Tm)^2}}{S_{ut}} \right] \quad \text{Ecuación 34}$$

Despejando  $n$  y resolviendo se obtiene el siguiente factor de seguridad:

$$n = 1.64$$

Según (Deutschman, Michels, & Wilson, 1975) El factor de seguridad adecuado para elementos que se encuentran sometidos a fatiga puede estar en un rango de:

- 1.3-1.5 Determinación muy precisa los esfuerzos, conocimiento perfecto de las características del material, seguimiento exacto de los procedimientos tecnológicos de fabricación.
- 1.5-1.8 Cálculo menos preciso sin ninguna verificación experimental, menor precisión de la tecnología de producción.
- 1.8-2.5 menor precisión de los cálculos, material no homogéneo, ejes de gran diámetro.

Por lo que el factor calculado está dentro de los requisitos de diseño, cabe recalcar que un grado de seguridad innecesariamente grande implica un coste elevado.

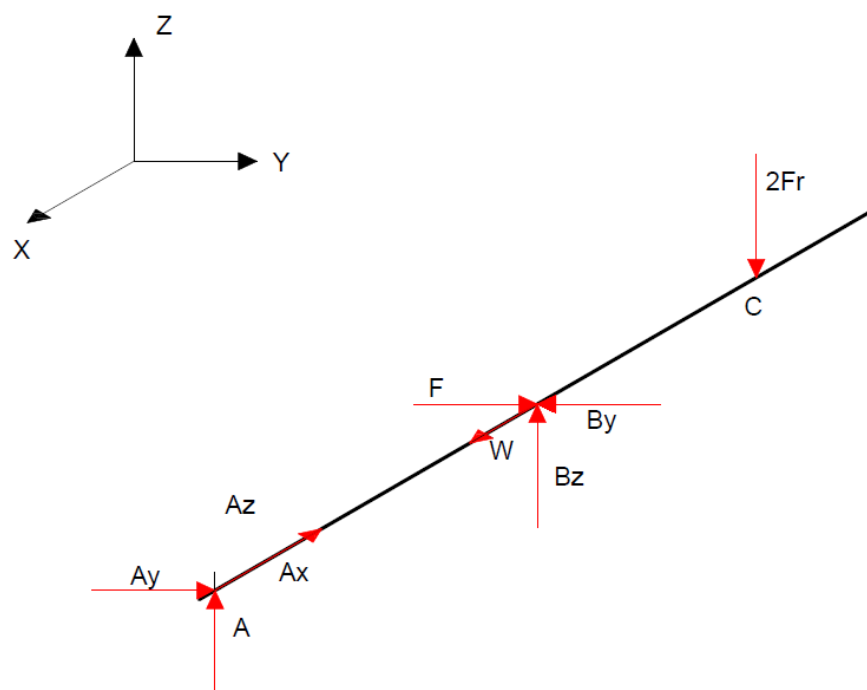
En la tabla 17 se resumen los factores de seguridad en los diferentes puntos del eje, teniendo el factor de seguridad más bajo en el punto calculado B, con esto se garantiza podrá trabajar en vida infinita sin problemas de fatiga.

**Tabla 17**  
Factor de seguridad en varios puntos del eje

SECCIÓN	Distancia $x$ [mm]	Diámetro [mm]	Factor de seguridad
<b>A</b>	15	$\emptyset 140$	$> 5$
<b>B</b>	168	$\emptyset 178$	1.64
<b>C</b>	336	$\emptyset 190$	2.53
<b>D</b>	508	$\emptyset 180$	4.24

### 3.4.4 Diseño de Eje central

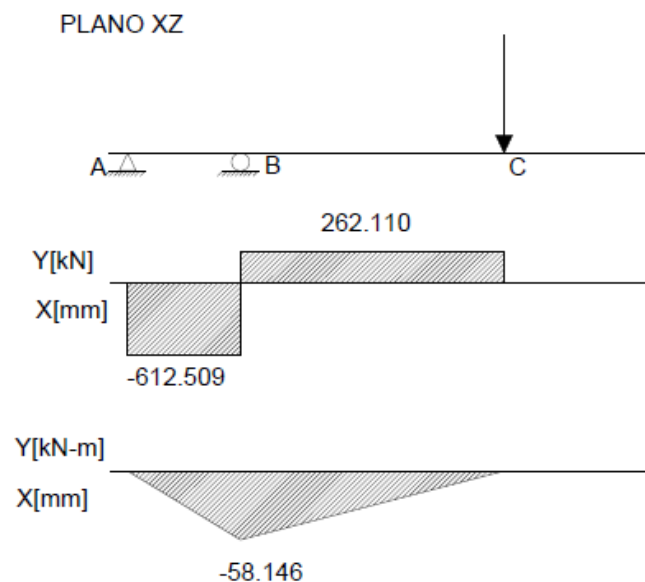
De la misma manera que se calculó los ejes laterales se procederá a realizar el procedimiento para el eje central, como se demostró en el capítulo anterior, las fuerzas que interactúan en los ejes son las mismas, salvo que este eje debe soportar la carga completa de curvado, así como el doble de la fuerza de rozamiento como se observar en la figura 39.



**Figura 39** Distribución de cargas en eje de central

En la figura 39 se realiza un diagrama de cuerpo libre de eje central, en donde los puntos A y B, son los apoyos, el punto B además de ser apoyo también tiene una carga que será la efectuada por el cilindro  $F$  en este punto, en el punto C, actúa dos veces la fuerza de rozamiento  $F_r$  que se genera al mover la tubería por los rodillos.

En la figura 40 se presentan el diagrama cortante y momento flector en el plano XZ solamente, en el plano XY no se tienen cortantes ni momentos representativos debido a que la carga actúa directamente en un apoyo, por lo que se descartará esta carga.



**Figura 40** Diagrama cortante y momento flector eje lateral, Plano XZ

Las fuerzas de reacción en los puntos A y B son:

$$A_z = -612.51[kN]$$

$$B_z = 874.62[kN]$$

Como se puede observar en la figura 40 el punto crítico se encuentra en el punto B, este eje al no tener un torque presente la teoría dice que no fallará a fatiga sino su falla será estática (Budynas & Nisbett, Octava edición), por lo que se utiliza la ecuación conocida como la fatiga de primer ciclo de Langer, descrito en la ecuación 35.

A diferencia de los otros ejes este tiene una única carga que es la de flexión, por lo que se utilizará la misma resistencia a la fatiga corregida  $S_e = 134.37[MPa]$  y se seleccionara los valores de  $q, q_s$  y  $kt, kt_s$ , de la misma manera antes descrita.

En la tabla 18 se muestran los valores de los factores y de donde se seleccionaron los mismos.

**Tabla 18**

*Sensibilidad a la muesca y factores de concentración de esfuerzo*

Sensibilidad a la muesca	Observación	Factor de concentración de esfuerzo	Observación
$q = 0.84$	Ver Anexo A6 Figura 6-20	$K_t = 1.82$	Ver Anexo A6 Figura A-15-9

Con estos datos se puede calcular el factor de concentración de esfuerzo a flexión.

$$k_f = 1 + 0.84(1.82 - 1)$$

$$k_f = 1.688$$

### 3.4.4.3 Cargas aplicadas en el punto crítico

En la tabla 19 se procede a resumir las cargas que actúan en el punto crítico del eje central, en este eje al no estar sometido a una carga torsional, se descarta los torques.

**Tabla 19**  
*Momentos medios y alternantes*

Momentos
$M_{min} = -58.18[kN \cdot m]$
$M_{max} = 0 [kN \cdot m]$
$M_m = 29.09[kN \cdot m]$
$M_a = 29.09[kN \cdot m]$

Con estos datos obtenidos y con el factor de concentración de esfuerzos ya se puede calcular el factor de seguridad que tendrá el eje en el primer ciclo, para un diámetro de 160[mm].

$$\sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ecuación 35}$$

$$k_f \frac{32 \cdot M_a}{\pi \cdot d^3} + k_f \frac{32 \cdot M_m}{\pi \cdot d^3} = \frac{S_y}{n}$$

$$1.688 \frac{32 \cdot 29.09[kN \cdot m]}{\pi \cdot (160mm)^3} + 1.688 \frac{32 \cdot 29.09[kN \cdot m]}{\pi \cdot (160mm)^3} = \frac{304[MPa]}{n}$$

$$n = 1.24$$

Según (Deutschman, Michels, & Wilson, 1975) El factor de seguridad recomendado para elementos que se encuentran sometidos a carga estática pueden estar entre:

- 1.2-2.2 Materiales suficientemente plásticos
- 2.0-3.0 Forjados, materiales frágiles (aceros muy aleados, hierros muy fuertes)
- 2.5-3.5 Fundición, materiales frágiles (aceros muy aleados, hierros muy fuertes)

En este caso el material seleccionado es un material suficientemente plástico, por lo que se está dentro de la recomendación.

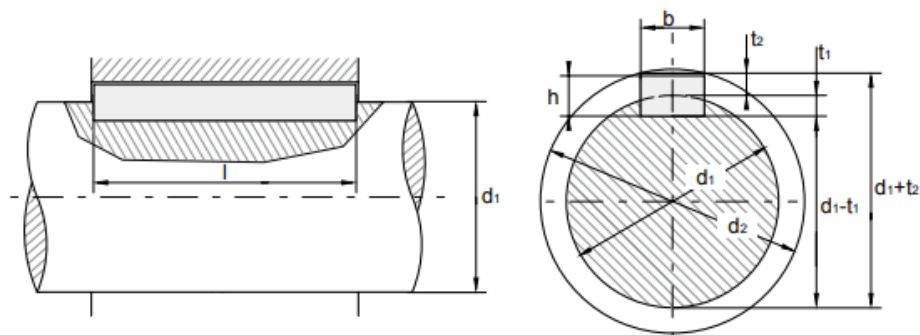


### 3.4.5 Diseño de cuñas

Las cuñas son utilizadas para transmitir un par de torsión de un engrane, polea o sprocket de entrada a través del eje, a uno de salida, el eje debe tener el tamaño adecuado para soportar las cargas y deflexiones generadas por la torsión.

El diseño de las cuñas y sus respectivos alojamientos en los ejes, son imprescindibles de calcular, debido a que estos elementos son los encargados de fijar los sprockets y de igual manera los rodillos deformadores cuando se realiza el proceso de curvado.

En la figura 41 se puede observar una cuña, con su debido alojamiento en un eje, así como la nomenclatura que se usa.



**Figura 41** Nomenclatura de cuñas y cuñeros.

Fuente: (OPAC, 2018)

Estas cuñas son diseñadas bajo norma DIN, como el diámetro de eje que se tiene es mucho mayor al que los libros recomiendan, se procede a trabajar con tablas de proveedor especialistas en las mismas, en la tabla 20 se muestra la selección realizada, en la parte superior se encuentran los rangos en mm, en la parte inferior se encuentran las medidas que se debe realizar para tener diferentes tipos de ajuste.

**Tabla 20**  
*Tabla de selección de cuñas*

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100																	
h	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100																	
d1	>	6	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	110	130	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440		
	≤	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500		
Chavetero del eje	b*																																										
	asiento fijo P9	2	3	4	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100			
	asiento ligero N9	2	3	4	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100			
	con juego en el lomo o aprieto	1,2	1,8	2,5	1,9	3	2,5	3,5	3,1	4	3,7	5	3,9	5	4	5,5	4,7	6	4,8	7	5,4	7,5	6	9	6,2	9	6,9	10	7,6	11	8,3	12	13	15	17	20	20	22	25	28	31		
dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	
Chavetero del cubo	b*																																										
	asiento fijo P9	2	3	4	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100			
	asiento ligero JS9	2	3	4	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100			
	con juego en el lomo	1	1,4	1,8	1,2	2,3	1,6	2,8	2	3,3	2,4	3,3	2,2	3,3	2,1	3,8	2,4	4,3	2,3	4,4	2,7	4,9	3,1	5,4	2,9	5,4	3,2	6,4	3,5	7,4	3,8	8,4	9,4	10,4	11,4	12,4	12,4	14,4	15,4	17,4	19,5		
dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	
con aprieto	0,5	0,9	1,2	0,8	1,7	1,1	2,2	1,4	2,4	1,8	2,4	1,6	2,4	1,4	2,9	1,7	3,4	1,6	3,4	2	3,9	2,4	4,4	2,2	4,4	2,4	5,4	2,7	6,4	3,0	7,1	8,1	9,1	10,1	11,1	11,1	13,1	14,1	16,1	18,1			
dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	
a	-	-	-	-	-	-	3	-	3	-	3	-	3,5	-	4	-	4,5	-	5	-	5,5	-	5,5	-	6,5	-	7	-	8	9	10	11	13	13	14	16	18	20					
d2 min.	d1 +	2,5	3,5	4	3	5	4	6	5	8	6	8	6	8	6	8	6	9	7	11	7	11	8	12	9	14	9	14	10	16	11	18	11,5	21	23	26	28	32	32	36	40	45	50
r1	min.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,80	0,80	0,80	0,80	1,00	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	1,6	1,6	2,5	2,5	2,5			
	max.	0,25	0,25	0,25	0,30	0,40	0,50	0,40	0,50	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	1,10	1,10	1,10	1,30	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	2	2	2	2	3	3	3			
r2	max.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,80	0,80	0,80	0,80	1,00	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	1,6	1,6	2,5	2,5	2,5				
	min.	0,08	0,08	0,08	0,10	0,16	0,20	0,16	0,20	0,16	0,20	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,30	0,40	0,40	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,70	0,7	0,7	0,7	1,2	1,2	1,2	2	2	2		

Fuente: (OPAC, 2018)

Las dimensiones de las cuñas a utilizar son de  $b = 45[mm]$  y  $h = 25[mm]$ . También en la tabla nos dan la recomendación para los alojamientos en los ejes y en los elementos a sujetar (rodillos y sprockets),  $t_{eje} = 15[mm]$  y  $t_{cubo} = 10[mm]$ .

Para la sujeción de los rodillos y los sprockets de los tres ejes se utilizará la misma cuña ya que se encuentran en el mismo rango, a continuación se debe calcular la longitud que tendrán las cuñas.

Las cuñas tienen dos modos de falla, cortante cuando la cuña se corta a lo ancho en el punto de contacto entre el eje y la falla por presión de contacto o aplastamiento ocurre cuando se incrusta cualquiera de los lados debido a la compresión.

La falla por cortante se define de la siguiente manera:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cortante}} = \frac{F}{b \cdot L}$$

**Ecuación 36**

Donde  $F$  es la fuerza aplicada y  $A_{cortante}$  es el producto del ancho por la longitud de la cuña.

La falla por aplastamiento se define de la siguiente manera:

$$\sigma_{xy} = \frac{F}{A_{contacto}} = \frac{F}{\min(t_1, t_2) \cdot L} \quad \text{Ecuación 37}$$

Donde  $F$  es la fuerza aplicada y  $A_{contacto}$  es el área entre un lado de la cuña y el eje o la maza, (el más pequeño de los dos).

Según (Deutschman, Michels, & Wilson, 1975) La longitud de la cuña tiene que ser aproximadamente 1.25 veces el diámetro del eje para evitar el desgarre del cubo sobre la flecha.

La fuerza que actúa sobre la cuña se la calcula mediante la siguiente formula.

$$F = \frac{T}{r_{eje}} \quad \text{Ecuación 38}$$

Como se puede observar en las ecuaciones 36 y 37, la falla más crítica que podrá tener la cuña es por esfuerzo de contacto o aplastamiento por tener un área más pequeña, por lo tanto se trabajará con la ecuación 37, despejando la longitud y con un factor de seguridad de 1.2 que es menor a la que tienen los ejes, por lo que este elemento fallará antes de que fallen los ejes que son mucho más costosos.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{xy}} \quad \text{Ecuación 39}$$

$$n = \frac{S_y}{\frac{F}{\min(t_1, t_2) \cdot L}}$$

$$L = \frac{F \cdot n}{S_y \cdot \min(t_1, t_2)}$$

$$L = \frac{T \cdot n}{S_y \cdot \min(t_1, t_2) \cdot r_{eje}}$$

Donde:

T= Torque en el eje

n= Factor de seguridad de 1.5

$S_y$ = Resistencia a la fluencia Acero AISI 1020 (250 [MPa])

$r_{eje}$ = Radio del eje donde ira la cuña

$\min(t_1, t_2)$ = profundidad mínima del cuñero del eje o de la maza.

$$L = \frac{55.131[kN \cdot m] \cdot 1.5}{250[MPa] \cdot 0.010[m] \cdot 0.178[m]}$$

$$L = 185.835[mm]$$

Como se observa la cuña es menor que las longitudes de los sprockets y de los rodillos, por lo que con una cuña es suficiente para fijar los elementos rotatorios.

### 3.4.6 Selección de rodamientos

Para la selección de rodamientos se trabajará con las fuerzas de reacción que obtuvimos en los ejes, adicional se seleccionará el tipo de rodamiento como lo recomiendan los fabricantes, como se vio anteriormente los rodamientos inferiores tendrán que soportar adicional a las cargas de reacción la carga axial, que no es más que la generada por el peso de los componentes.

El rodamiento intermedio si debe ser diseñado para soportar deflexiones del eje producidas por el proceso de doblado, según (SKF, 2018) el mejor tipo de rodamiento para este tipo de carga es el rodamiento de rodillos de rótula, de igual manera para la carga que recibirá el rodamiento inferior el más óptimo es el de bolas.

(SKF, 2018) Indica que si el eje gira a menos de 10 [rpm], solo se considera la carga estática de los rodamientos, de igual manera los rodamientos son diseñados para trabajar  $10^6$  [horas] con una confiabilidad del 90%.

La limitante para la selección de los rodamientos son los diámetros en cada uno de las secciones del eje, por esta razón se seleccionará el tipo de rodamiento y se procederá a verificar si cumple con la carga requerida.

En la tabla 21 se detalla las reacciones que se generan en cada plano para proceder a realizar el cálculo y comprobación del rodamiento seleccionado.

**Tabla 21**

*Reacciones en los ejes laterales y central*

EJE LATERAL	
$A_y = -94.89 [kN]$	$C_y = 271.96 [kN]$
$A_z = -9.23 [kN]$	$C_z = 256.82 [kN]$
$A_x = 4.903 [kN]$	
<i>**Carga generada por el peso de los elementos</i>	
EJE CENTRAL	
$A_z = -612.51 [kN]$	$A_x = 4.903 [kN]$
$B_z = 874.62 [kN]$	

### 3.4.6.1 Carga estática equivalente del rodamiento

Las cargas estáticas que tienen componentes radiales y axiales se deben convertir a una carga estática equivalente de la siguiente manera:

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad \text{Ecuación 40}$$

Donde:

$F_r$  = Carga radial real del rodamiento [ $kN$ ]

$F_a$  = Carga axial real del rodamiento [ $kN$ ]

$X_o$  = Factor de carga radial del rodamiento

$Y_o$  = Factor de carga axial del rodamiento

Adicionalmente se utiliza un factor de seguridad  $S_o$ , para los rodamientos que se encuentran sometidos a carga estática

$$C_o = S_o \cdot P_o \quad \text{Ecuación 41}$$

Donde:

$C_o$  = Capacidad de carga estática básica [ $kN$ ]

$P_o$  = Carga estática equivalente del rodamiento [ $kN$ ]

$S_o$  = Factor de seguridad estática (Tabla 22)

## Tabla 22

Valores orientativos para el factor de seguridad estática  $S_o$

Tabla 11								
Valores orientativos para el factor de seguridad estática $s_0$								
Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos fijos	
	Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones)							
	sin importancia		normal		sup.			
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas <sup>1)</sup>	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	$\geq 3$	$\geq 2$	$\geq 4$	$\geq 1$	$\geq 2$

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar  $s_0 \geq 4$ .

<sup>1)</sup> Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deben utilizarse valores de  $s_0$  por lo menos iguales a los arriba mencionados. Si se conoce la magnitud de las cargas de choque, se pueden aplicar valores de  $s_0$  menores.

Fuente: (SKF, 2018)

El factor de seguridad estática seleccionado es de  $S_o = 2$ , para un tipo de funcionamiento suave y un rendimiento superior para rodamientos de bolas, y  $S_o = 1.5$  para los rodamientos de rodillos.

Los factores de carga radial y axial depende del rodamiento seleccionado esto los encontramos en las tablas según las recomendaciones del fabricantes. (SKF, 2018)

En el punto A de los ejes laterales se colocará un rodamiento de bolas, el mismo que debe tener un diámetro interior de  $D = 150 [mm]$

Para los ejes laterales tenemos que encontrar una reacción radial equivalente, que está dada por la siguiente ecuación:

$$F_{radial} = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \quad \text{Ecuación 42}$$

Los rodamientos de bola tienen una carga estática equivalente con los siguientes factores (SKF, 2018):

$$P_o = 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a \quad \text{Ecuación 43}$$

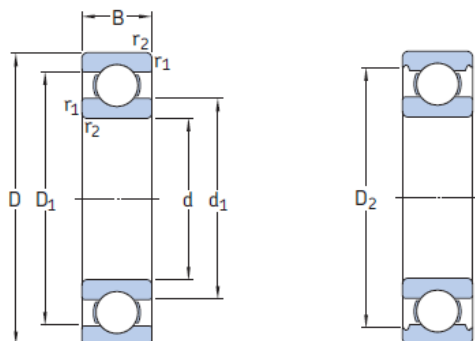
En la tabla 23 se resumen las cargas que deberá soportar el rodamiento.

**Tabla 23**

*Factor de carga estática para rodamientos de bolas*

FACTOR DE CARGA ESTÁTICA PARA RODAMIENTO DE BOLAS	
$F_{radial}$	95.34 [kN]
$P_o$	59.65 [kN]
$C_o$	119.31 [kN]

El factor de carga  $C_o = 119.31 [kN]$ , debe ser menor al mostrado en la figura 42, por lo que se selecciona el rodamiento de bolas de designación 6030, con lo que se garantiza que el rodamiento soportará la carga.



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–
<b>150</b>	190	20	48,8	61	1,96	6 700	4 300	1,2	61830
	210	28	88,4	93	2,9	6 300	5 300	3,05	61930 MA
	225	24	92,3	98	3,05	6 000	3 800	3,15	16030
	225	35	125	125	3,9	6 000	3 800	4,3	6030
	270	45	174	166	4,9	5 000	3 200	10	6230
	320	65	276	285	7,8	4 300	2 800	23	6330
	320	65	276	285	7,8	4 300	4 000	26	6330 M

**Figura 42** Rodamientos rígidos de una hilera de bolas  $d = 150 - 180$  [mm]

Fuente: (SKF, 2018)

De manera similar se selecciona el rodamiento que irá en el punto C del eje lateral, la sección donde irá este rodamiento tiene un diámetro de  $d = 190$  [mm].

Los rodamientos de rodillos a rótula tienen una carga estática equivalente con los siguientes factores (SKF, 2018):

$$P_o = F_r + Y_o \cdot F_a \quad \text{Ecuación 44}$$

En la tabla 24 se resumen la carga estática, y se podrá seleccionar mediante tablas el rodamiento que mejor se adapte al requerimiento.



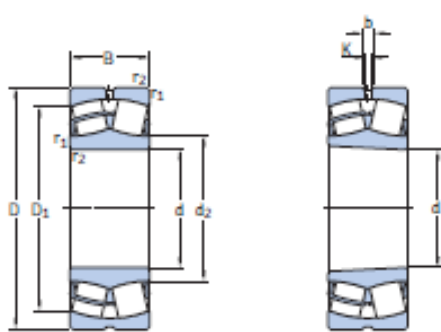
**Tabla 24**

Factor de carga estática para rodamientos de rodillos a rótula

FACTOR DE CARGA ESTÁTICA PARA RODAMIENTO DE BOLAS	
$F_{radial}$	374.06 [kN]
$P_o$	374.06 [kN]
$C_o$	748.12 [kN]

De igual manera se selecciona un rodamiento de rodillos a rótula con designación

23938 CCK/W33, como se observa en la figura 43.



Dimensiones principales	Agujero cilíndrico		Agujero cónico		Carga límite de fatiga $F_u$	Velocidades nominales		Masa	Designaciones		
	d	D	B	d		Velocidad de referencia	Velocidad límite		kg	Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
	mm				kN	r.p.m.			–		
380	250	52	490	830	76,5	2 600	2 800	7,9	*	23986 CQ/W33	* 23986 CCK/W33
	280	74	830	1 250	114	2 000	2 600	17	*	23086 CQ/W33	* 23086 CCK/W33
	280	100	1 080	1 730	156	1 500	2 200	23	*	24086 CQ/W33	* 24086 CCK/W33
	300	96	1 200	1 760	160	1 700	2 200	28	*	23186 CQ/W33	* 23186 CCK/W33
	300	118	1 400	2 360	196	1 100	1 600	34,5	*	24186 CQ/W33	* 24186 CCK/W33
320	86	1 180	1 560	140	1 800	2 600	29,5	*	22286 CQ/W33	* 22286 CCK/W33	
	112	1 500	2 120	186	1 300	1 900	39,5	*	23286 CQ/W33	* 23286 CCK/W33	
	126	2 000	2 460	193	1 300	1 700	71,5	*	22386 CQ/W33	* 22386 CCK/W33	
	260	52	475	800	76,5	2 400	2 600	8,3	*	23988 CQ/W33	* 23988 CCK/W33
290	75	865	1 340	122	1 900	2 400	18	*	23088 CQ/W33	* 23088 CCK/W33	
	100	1 120	1 800	163	1 400	2 000	24,5	*	24088 CQ/W33	* 24088 CCK/W33	
	104	1 370	2 080	183	1 500	2 000	35	*	23188 CQ/W33	* 23188 CCK/W33	
	128	1 600	2 500	212	1 100	1 500	43	*	24188 CQ/W33	* 24188 CCK/W33	

**Figura 43** Rodamientos de rodillo a rótula  $d = 180 - 220$  [mm]

Fuente: (SKF, 2018)

Para el eje central se debe seleccionar solamente el rodamiento inferior, debido a que el segundo rodamiento ya viene pre dimensionado en la rótula que se le acoplará al extremo del eje del cilindro hidráulico para la carga radial generada en este punto.

Según (SKF, 2018), para cargas radiales altas se recomienda utilizar rodamientos de rodillos cilíndricos, a diferencia de los de bolas tienen una carga estática equivalente con los siguientes factores:

$$P_o = 0.92 \cdot Fr + Fa \quad \text{Ecuación 45}$$

Donde  $Fa$  no puede superar 0.5 de  $Fr$ .

En la tabla 25 se muestran las cargas que participan en la selección de este tipo de rodamiento.

**Tabla 25**

*Factor de carga estática para rodamientos de rodillos cilíndricos*

FACTOR DE CARGA ESTÁTICA PARA RODAMIENTO DE BOLAS	
$F_{radial}$	612 [kN]
$F_{axial}$	4.903 [kN]
$P_o$	567.94 [kN]
$C_o$	851.92 [kN]

El factor de carga  $C_o = 851.92$  [kN] debe ser menor al que soporte el rodamiento seleccionado mediante el diámetro en la figura 44, se seleccionará el rodamiento de rodillos cilíndricos UN 2230 ECM.

Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaula estándar alternativa <sup>4)</sup>		
	dinámica $C$	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite					
d	D	B	kN	kN	r. p. m.	kg	-	-		
mm										
<b>140</b>	250	68	655	830	93	2 800	4 800	15,5	* NJ 2228 ECML	PA
cont.	250	68	655	830	93	2 800	4 800	15,5	* NUP 2228 ECML	PA
	300	62	780	830	88	2 400	2 800	22	* NU 328 ECM	J, ML
	300	62	780	830	88	2 400	2 800	23	* NJ 328 ECM	J, ML
	300	62	780	830	88	2 400	2 800	23,5	* NUP 328 ECM	J, ML
	300	102	1 200	1 430	150	2 400	4 300	36	* NU 2328 ECML	=
	300	102	1 200	1 430	150	2 400	4 300	36,5	* NJ 2328 ECML	=
	300	102	1 200	1 430	150	2 400	4 300	37	* NUP 2328 ECML	=
<b>150</b>	225	35	198	290	31,5	3 200	5 000	4,9	NU 1030 ML	M
	270	45	510	600	64	2 600	2 800	11,5	* NU 230 ECM	J, ML
	270	45	510	600	64	2 600	2 800	12	* NJ 230 ECM	J, ML
	270	45	510	600	64	2 600	2 800	12	* NUP 230 ECM	J, ML
	270	73	735	930	100	2 600	2 800	18,5	* NU 2230 ECM	ML
	270	73	735	930	100	2 600	2 800	19	* NJ 2230 ECM	ML

**Figura 44** Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos  $d = 140 - 170$  [mm]

Fuente: (SKF, 2018)

### 3.4.6.2 Lubricación de rodamientos (SKF, 2018)

A velocidades muy bajas es muy difícil formar una película de lubricante hidrodinámica en las áreas de contacto de los elementos rodante, es por esto que los fabricantes recomiendan utilizar grasa.

La ventaja de la grasa con respecto al aceite es que retiene fácilmente la posición de rodamientos, particularmente con ejes inclinados o verticales. La grasa también puede contribuir a sellar la disposición para protegerla de contaminantes sólidos y líquidos.

(SKF, 2018) Recomienda los siguientes porcentajes de llenado de grasa para los rodamientos:

- 100% para velocidades bajas

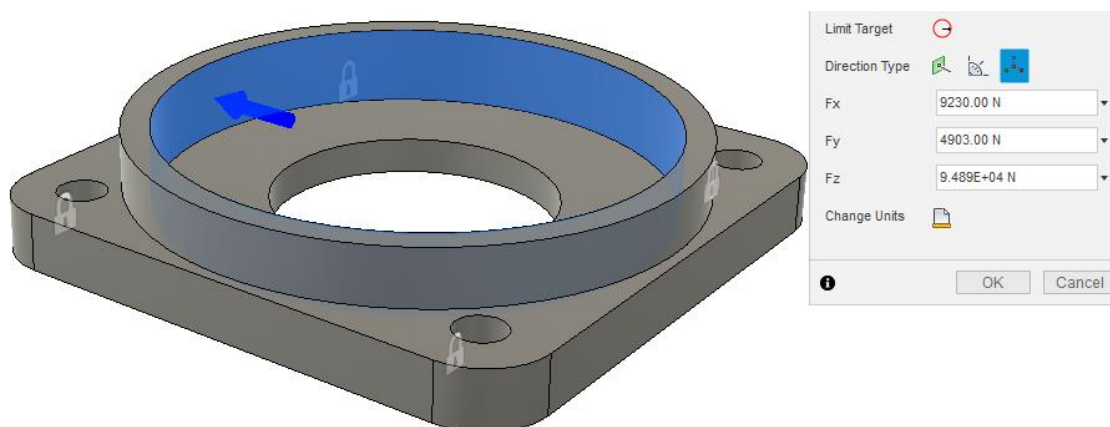
### 3.4.7 Alojamiento para rodamientos

El diseño de los alojamientos para los rodamientos antes seleccionados se lo realizará mediante simulación por elementos finitos, considerando las cargas que soportarán los mismos y las dimensiones, también se debe considerar un espacio para que pase el eje y poder apretar los rodamientos mediante una tuerca, otro factor a considerar es la facilidad que tendrá para lubricación, por ende se dejará en la parte superior un espacio para poder colocar grasa en los elementos rodantes, estos alojamientos deberán ser removidos en caso de mantenimiento por lo que tendrán que ser empernados al bastidor de la máquina.

Estos alojamientos serán realizados en acero A36 por su facilidad de adquisición en varios espesores de placa en el mercado y su maquinabilidad, estará sujeto por 4 pernos al bastidor para el caso de los ejes fijos, para el alojamiento móvil se diseñará un mecanismo para mover linealmente el eje.

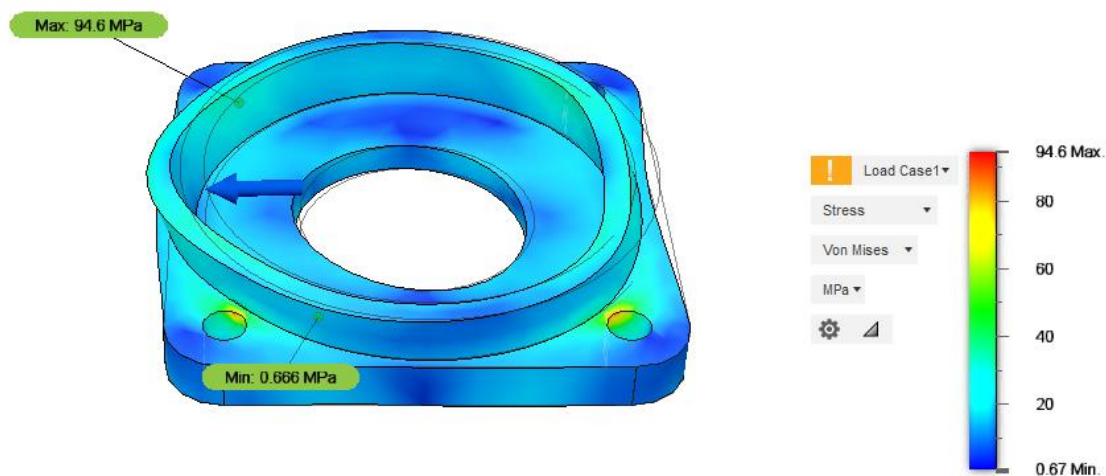
#### 3.4.7.1 Alojamiento para rodamientos de los ejes laterales

En la figura 45, se observa el diseño que tendrá el alojamiento inferior de los ejes laterales, en la parte derecha se encuentran las cargas aplicadas para el análisis.



**Figura 45** Cargas aplicadas al alojamiento inferior

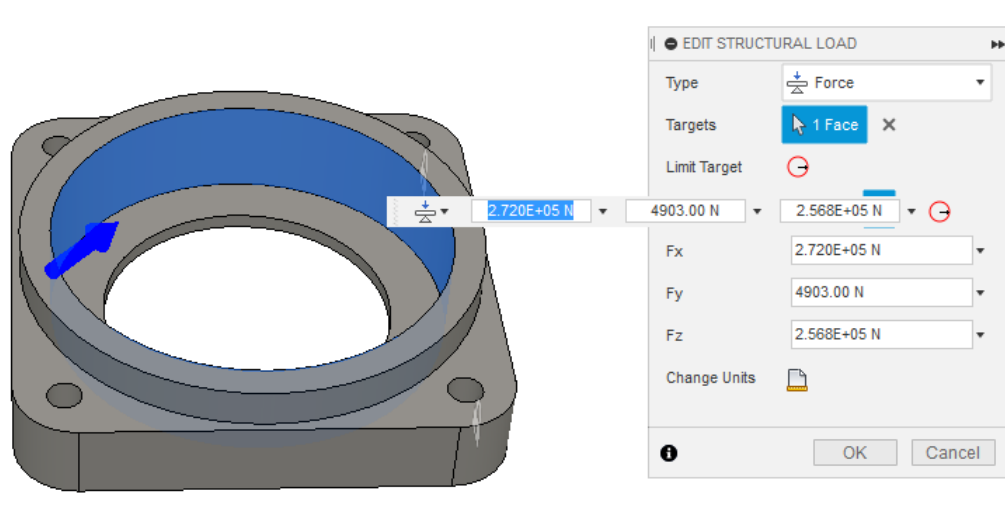
Una vez realizada la simulación por elementos finitos se puede observar las zonas donde habrá mayores esfuerzos, que serán en los agujeros de los pernos como se aprecia en la figura 46.



**Figura 46** Esfuerzo de Von Mises en el alojamiento inferior

El resultado indica que se tiene un factor de seguridad mínimo de 2.624, y un desplazamiento de 0.0371 lo que no afectará al rodamiento.

En la figura 47, se puede observar la forma que tendrán los alojamientos superiores, en la parte derecha se encuentran las cargas aplicadas a este elemento.



**Figura 47** Cargas aplicadas al alojamiento inferior

En la figura 48 se puede observar las zonas que se encuentran sometidas a mayor esfuerzo, al igual que en los alojamientos inferiores los puntos más críticos son los agujeros donde irán los pernos.



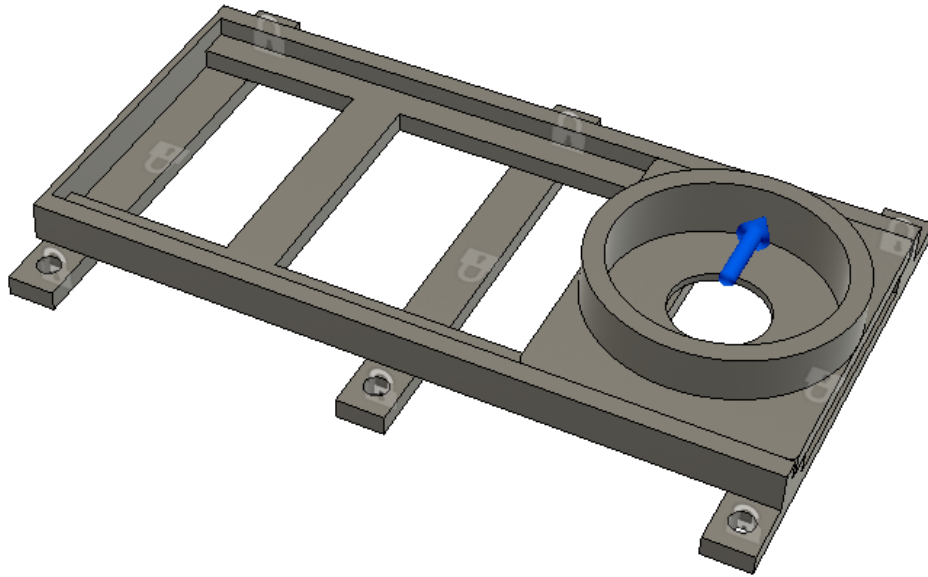
**Figura 48** Esfuerzo de Von Mises en el alojamiento superior

En este caso tenemos un factor de seguridad de 1.401, y un desplazamiento máximo de 0.055 [mm] de igual manera no afecta en nada a los rodamientos, el factor de seguridad es aceptable por lo que ya que esto es cuando la maquina este a su máxima carga que no va a ser muy usual en el tipo de servicio que brindará.

### 3.4.7.2 Alojamiento para rodamiento del eje central y acople móvil

El rodillo con movimiento lineal, el que aplicará la fuerza para deformar la tubería, debe poder girar en su propio eje y adicional moverse linealmente con la ayuda del cilindro hidráulico, para esto se propone usar una guía metálica de 600[mm] de longitud, que es la carrera que tendrá el cilindro hidráulico, adicional este deberá soportar las cargas y debe estar fijada al bastidor de la máquina el mismo que al final se encargará de transmitir toda la carga al piso.

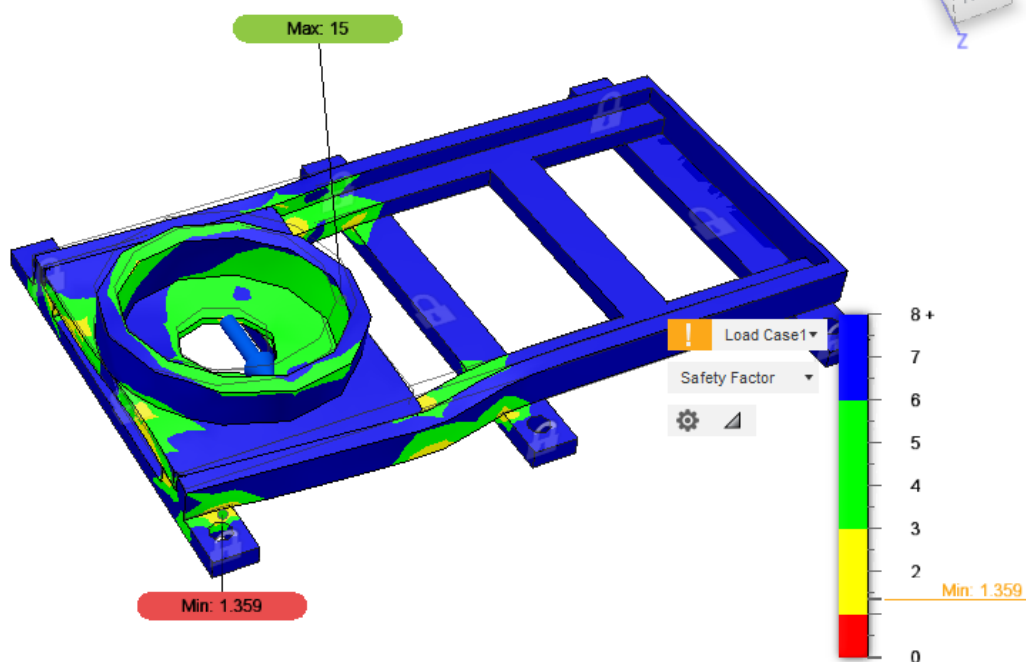
Esta guía deberá tener un tope al final en caso de alguna falla. Se debe considerar una holgura entre el alojamiento móvil y la guía con el fin de que se pueda colocar grasa entre estos elementos, en la figura 49 se puede observar la forma que tendrá la guía y el alojamiento del rodamiento inferior del eje central.



**Figura 49** Cargas aplicadas al alojamiento móvil

Las fuerzas aplicadas en el alojamiento móvil son las cargas de reacción que se trabajaron en la selección de rodamiento de rodillos cilíndricos.

En la figura 50, se observa los lugares donde existirá mayor concentración de esfuerzos (color verde y amarillo), en el caso en estudio se tiene un factor de seguridad mínimo de 1.359, de igual manera se tiene un desplazamiento máximo de 0.208[mm], lo que no afecta en nada al movimiento lineal del rodillo móvil.



**Figura 50** Factor de seguridad en el alojamiento móvil

Los agujeros de las placas que se presentan en los puntos anteriores fueron calculados mediante el perno seleccionado más 1/8 de pulgada de holgura, este cálculo de pernos se lo presenta a continuación:

$$d_{perno} = \sqrt{\frac{n \cdot F}{N \cdot S_{y_{perno}} \cdot \frac{\pi}{4}}} \quad \text{Ecuación 46}$$

Donde:

$n$  = Factor de seguridad

$F$  = Fuerza de reacción en los puntos

$N$  = Número de pernos

$S_{y_{perno}}$  = Resistencia a la fluencia del perno

Se seleccionan pernos grado 8.8 el mismo que tiene una resistencia a la fluencia de  $S_{y_{perno}} = 828[MPa]$  y el número de pernos con el que se trabajará será de  $N = 4$ .



$$d_{perno} = \sqrt{\frac{2 \cdot 374.06[kN]}{4 \cdot 828[MPa] \cdot \frac{\pi}{4}}}$$

$$d_{perno} = 0.0169[m] = 17[mm]$$

El perno inmediato superior es de 3/4 de pulgada, de la misma manera se realiza para el alojamiento móvil, pero con un número de  $N = 6$  pernos.

$$d_{perno} = 0.0177 = 18[mm]$$

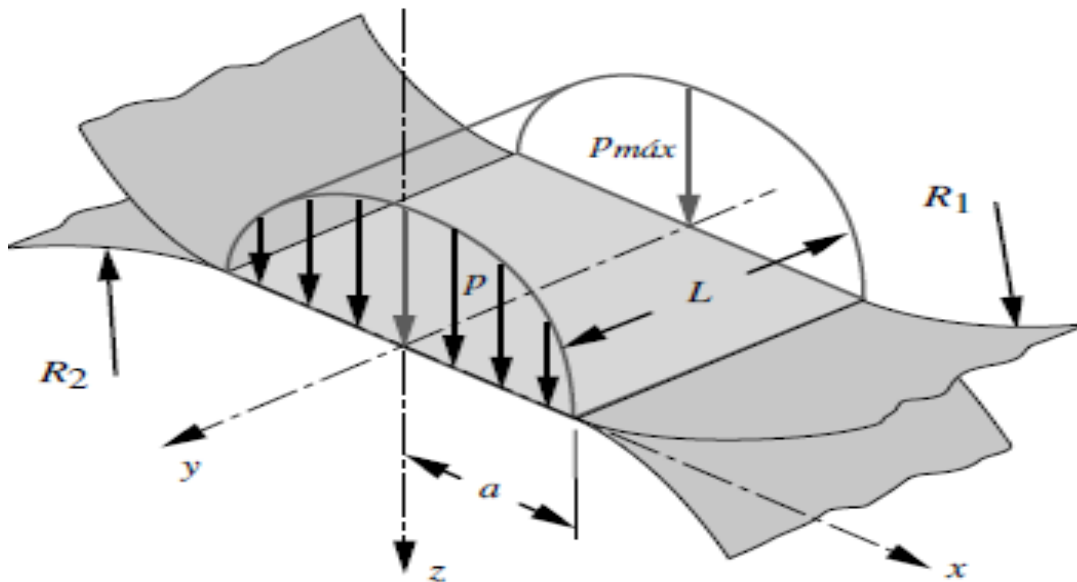
### 3.4.8 Diseño de Rodillos

Es común que los rodillos se fabriquen con acero al carbono o hierro gris y se recubran con cromo, a fin de dar un mejor acabado superficial al producto formado y mejorar la resistencia al desgaste de los rodillos. Se pueden utilizar lubricantes para reducir el desgaste de los rodillos, mejorar el acabado superficial y enfriar los rodillos y el material que se está formando.

Como se demostró anteriormente, el rodillo central será el que más carga va a recibir, ya que tiene la carga del cilindro hidráulico y dos veces la fuerza de rozamiento que se genera al momento de curvar un perfil, por ello nos centraremos en este para seleccionar el material adecuado para la resistencia del mismo.

Según (Norton, 2011) las fallas a fatiga comienzan por un esfuerzo cortante y continúan hacia la falla por el esfuerzo de tensión. También existe un esfuerzo cortante asociado con los esfuerzos de contacto por compresión y se cree que es la causa de la formación de la grieta después de muchos ciclos de esfuerzo.

En la figura 51 se muestra la distribución de la fuerza de contacto, cuando se encuentran dos cilindros en contacto.



**Figura 51** Prisma elipsoidal de distribución de la presión, contacto cilíndrico

Fuente: (Norton, 2011)

### 3.4.8.1 Esfuerzo por fatiga superficial

Las fuerzas que actúan sobre el rodillo deformador, son las siguientes:

$$F = 354.202 \text{ [kN]}$$

$$2 \cdot Fr = 262.109 \text{ [kN]}$$

Por las fuerzas presentes podemos decir que el rodillo está trabajando con rodamiento y deslizamiento combinado, que es una condición mucho más severa que trabajar solo con rodamiento puro (Norton, 2011).

La geometría de la huella de contacto se obtiene mediante las constantes del material, al ser el rodillo de hierro fundido y las piezas a curvar de acero se obtienen las siguientes condiciones:

$$m_1 = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} \quad m_2 = \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$$

**Ecuación 47**

Donde:

$m_1, m_2 =$  Constantes del material

$\nu_1, \nu_2 =$  Coeficiente de Poisson

$E_1, E_2 =$  Módulo de Young

El coeficiente de Poisson para los dos materiales es  $\nu_1, \nu_2 = 0.28$  , mientras que el módulo de Young para el acero es  $E_1 = 207 [GPa]$  y para el hierro fundido es  $E_2 = 103.4[GPa]$ .

$$m_1 = \frac{1 - 0.28^2}{207} \qquad m_2 = \frac{1 - 0.28^2}{103.4}$$

$$m_1 = 4.45 \times 10^{-12} \left[ \frac{1}{Pa} \right] \qquad m_2 = 8.91 \times 10^{-12} \left[ \frac{1}{Pa} \right]$$

Ahora se define la constante de la geometría cilíndrica que depende de los radios  $R_1$  y  $R_2$  de los dos cilindros, la misma que está dada por la siguiente ecuación:

$$B = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \qquad \text{Ecuación 48}$$

Donde:

$R_1 =$  Radio del rodillo en el punto central de contacto

$R_2 =$  Radio exterior de la tubería a curvar

En el caso de que un cilindro este sobre un plano  $R_2 = \infty$ , haciendo  $1/R_2$  igual a cero. Para un cilindro en canal,  $R_2$  se vuelve negativo. Si no,  $R_2$  es finito y positivo, como  $R_1$  (Norton, 2011).

Para el caso de la tubería que pasa por el rodillo deformador, se trabajará como un cilindro en el plano, es decir  $\frac{1}{R_2} = 0$ , por lo tanto:

$$B = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{6.514[in]} + 0 \right)$$

$$B = 3.022 \left[ \frac{1}{m} \right]$$

La mitad del ancho  $a$  de la huella de contacto se obtiene entonces de:

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{m_1 + m_2}{B} \cdot \frac{F}{L}} \quad \text{Ecuación 49}$$

Donde:

$m_1, m_2 =$  Constantes del material

$B =$  constante de la geometría cilíndrica

$F =$  Fuerza normal de contacto

$L =$  Longitud de contacto

Se debe definir la longitud de contacto que en este caso es la longitud de arco que está en contacto entre el rodillo deformador y la tubería.

$$L = \frac{\pi}{2} \cdot d_{tubo} \quad \text{Ecuación 50}$$

$$L = 0.344[m]$$

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{4.45 \times 10^{-12} \left[ \frac{1}{Pa} \right] + 8.91 \times 10^{-12} \left[ \frac{1}{Pa} \right]}{3.022 \left[ \frac{1}{m} \right]} \cdot \frac{354.202[kN]}{0.344[m]}}$$

$$a = 0.0017[mm]$$

El área de contacto que se genera por contacto de los cilindros es de forma rectangular, quedando de la siguiente manera:

$$area = 2 \cdot a \cdot L$$

$$area = 2 \cdot 0.0017[m] \cdot 0.344[m]$$

$$area = 0.00117[m^2]$$

A continuación se debe calcular la presión de contacto promedio y máxima, las mismas que se determinan con las ecuaciones:

$$P_{prom} = \frac{F}{area} \quad \text{Ecuación 51}$$

$$P_{prom} = 302.26 [MPa]$$

$$P_{max} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot a \cdot L} \quad \text{Ecuación 52}$$

$$P_{max} = 384.85 [MPa]$$

Ahora se calcula la presión máxima que se genera en el área de contacto.

$$f_{max} = \mu \cdot P_{max} \quad \text{Ecuación 53}$$

$$f_{max} = 0.74 \cdot 384.85 [MPa]$$

$$f_{max} = 284.789 [MPa]$$

Los esfuerzos principales en la zona de contacto son máximos sobre la superficie, sin embargo se tiene que trabajar en la parte interna donde será crítica donde la profundidad sea  $z = 0.3a$ , a esta distancia de la superficie podemos calcular los componentes de los esfuerzos aplicados, la fuerza normal y la tangencial.

$$\sigma_z normal = -P_{max} \cdot \sqrt{1 - \frac{z^2}{a^2}} \quad \sigma_z tangencial = -2 \cdot f_{max} \cdot \frac{z}{a} \quad \text{Ecuación 54}$$

$$\sigma_x normal = \sigma_z normal \quad \sigma_x tangencial = 0 \quad \text{Ecuación 55}$$

$$\tau_{xz normal} = 0 \quad \tau_{xz tangencial} = -f_{max} \cdot \sqrt{1 - \frac{z^2}{a^2}} \quad \text{Ecuación 56}$$

Calculando los esfuerzos tenemos los siguientes resultados:

$$\sigma_z \text{ normal} = -367.126 \text{ [MPa]} \quad \sigma_z \text{ tangencial} = -170.87 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_x \text{ normal} = -367.126 \text{ [MPa]} \quad \sigma_x \text{ tangencial} = 0$$

$$\tau_{xz} \text{ normal} = 0 \quad \tau_{xz} \text{ tangencial} = -271.673 \text{ [MPa]}$$

Todos los esfuerzos son negativos ya que se encuentran trabajando a compresión, los esfuerzos totales sobre cada plano cartesiano se los obtiene superponiendo las componentes debidas a la carga normal y tangencial.

$$\sigma_x = \sigma_x \text{ normal} + \sigma_x \text{ tangencial} \quad \text{Ecuación 57}$$

$$\sigma_z = \sigma_z \text{ normal} + \sigma_z \text{ tangencial} \quad \text{Ecuación 58}$$

$$\tau_{xz} = \tau_{xz} \text{ normal} + \tau_{xz} \text{ tangencial} \quad \text{Ecuación 59}$$

$$\sigma_z = -538 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_x = -367.126 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{xz} = -271.673 \text{ [MPa]}$$

Como el área de contacto es corta se elimina el esfuerzo en la tercera dimensión.

$$\sigma_y = 0 \quad \tau_{xy} = 0 \quad \tau_{yz} = 0$$

A diferencia del caso de rodamiento puro, estos esfuerzos no son principales debido al esfuerzo cortante aplicado. Por lo que se tiene que encontrar los esfuerzos principales  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  mediante las siguientes ecuaciones.

$$\sigma^3 - C_2 \cdot \sigma^2 - C_1 \cdot \sigma - C_0 = 0 \quad \text{Ecuación 60}$$

Donde:

$$C_2 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \quad \text{Ecuación 61}$$

$$C_1 = \tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2 - \sigma_x \sigma_y - \sigma_x \sigma_z - \sigma_y \sigma_z \quad \text{Ecuación 62}$$

$$C_0 = \sigma_x \sigma_y \sigma_z + 2\tau_{xy} \tau_{xz} \tau_{yz} - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{xz}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2 \quad \text{Ecuación 63}$$

Debido a la complejidad de las ecuaciones, se utiliza un programa matemático para resolver las mismas, dando como resultado los siguientes datos:

$$\sigma_3 = -737.354 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_2 = -167.772 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_1 = 0 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{13} = 368.677 \text{ [MPa]}$$

Como se puede observar el esfuerzo principal es mucho más grande que el esfuerzo normal  $\sigma_z$ , el esfuerzo cortante máximo es el  $\tau_{13}$ , es crítico mientras más se acerca a la superficie.

### 3.4.8.2 Resistencia a la fatiga superficial

Una vez que sabemos el esfuerzo que se va a ejercer se procede a seleccionar un material de los que se listan a continuación, con esto podemos calcular el factor de seguridad que tendrán los rodillos después de un cierto determinado número de ciclos, los rodillos deben trabajar por lo menos 4000 [horas] a máxima potencia, por lo que el ciclo de vida se calcula de la siguiente manera:

$$N_{esperada} = \frac{5.17 \text{ [ciclos]}}{\text{[min]}} \cdot \frac{60 \text{ [min]}}{1 \text{ [hora]}} \cdot \frac{4000 \text{ [horas]}}{1 \text{ [día]}} \quad \text{Ecuación 64}$$

$$N_{esperada} = 1.2 \times 10^6 \text{ [ciclos]}$$

A continuación se selecciona un material para comprobar cuantos ciclos de vida soporta, por cuestión de costos y por motivos de fabricación se seleccionará un hierro

nodular Gr.80-60-03, el mismo que permitirá trabajar de mejor ya que la fuerza de rozamiento disminuye por la presencia de carbonos en la estructura metálica del mismo, además de esto para la medida de rodillos que se necesitan si se pueden realizar mediante fundición en el mercado local, debido a que al seleccionar otro material será muy difícil de conseguir y maquinar.

**Tabla 26**

*Datos de resistencia a la fatiga superficial para varios materiales*

Tabla 5-7 Datos de resistencia a la fatiga superficial para varios materiales									
Parte 1: Materiales que operan contra un rodillo de acero para herramientas HRC 60-62									
#	Material	Rodamiento puro				Rodamiento y 9% de deslizamiento			
		K psi	$S_c @ 1EB$ ciclos, psi	$\lambda$	$\zeta$	K psi	$S_c @ 1EB$ ciclos, psi	$\lambda$	$\zeta$
1	Acero 1020, carburizado, 0.045 in mín. de profundidad HRC 50-60	12 700	256 000	7.39	38.33	10 400	99 000	13.20	61.06
2	Acero 1020, HB 130-150	—	—	—	—	1 720	94 000	4.78	23.45
3	Acero 1117, HB 130-150	1 500	89 000	4.21	21.41	1 150	77 000	3.63	19.12
4	Acero X1340, endurecido por Inducción, 0.045 in mín. de profundidad HRC 45-58	10 000	227 000	6.56	34.24	8 200	206 000	8.51	41.31
5	Acero 4150, tratamiento térmico, HB 270-300, con chapado de cromo muy delgado	6 060	177 000	11.18	50.29	—	—	—	—
6	Acero 4150, tratamiento térmico, HB 270-300, con chapado de fosfato	9 000	216 000	8.80	42.81	6 260	180 000	11.56	51.92
7	Acero colado 4150, tratamiento térmico, HB 270-300	—	—	—	—	2 850	121 000	17.86	69.72
8	Acero 4340, tratamiento térmico, endurecido por Inducción, 0.045 in mín. de profundidad HRC 50-58	13 000	259 000	14.15	66.22	9 000	216 000	14.02	63.44
9	Acero 4340, tratamiento térmico, HB 270-300	—	—	—	—	5 500	169 000	18.05	75.55
10	Acero 6150, HB 300-320	1 170	78 000	3.10	17.51	—	—	—	—
11	Acero 6150, HB 270-300	—	—	—	—	1 820	97 000	8.30	35.06
12	Acero maraging para herramientas, 18% Ni, endurecido al aire, HRC 48-50	—	—	—	—	4 300	146 000	3.90	22.18
13	Hierro gris, Cl. 20, HB 140-160	790	49 000	3.83	19.09	740	47 000	4.09	19.72
14	Hierro gris, Cl. 30, HB 200-220	1 120	63 000	4.24	20.92	—	—	—	—

CONTINUA 



15	Hierro gris, Cl 30, tratamiento térmico (ausreventido) HB 255-300, chapado de fosfato	2 920	102 000	5.52	27.11	2 510	94 000	6.01	28.44
16	Hierro gris, Cl. 35, HB 225-255	2 000	86 000	11.62	46.35	1 900	84 000	8.39	35.51
17	Hierro gris, Cl. 45, HB 220-240	—	—	—	—	1 070	65 000	3.77	19.41
18	Hierro nodular, Gr. 80-60-03, tratamiento térmico, HB 207-241	2 100	96 000	10.09	41.53	1 960	93 000	5.56	26.31
19	Hierro nodular, Gr. 100-70-03, tratamiento térmico, HB 240-260	—	—	—	—	3 570	122 000	13.04	54.33
20	Níquel bronce, HB 80-90	1 390	73 000	6.01	26.89	—	—	—	—
21	Fundido de arena, bronce-fósforo SAE 65, HB 65-75	730	52 000	2.84	16.13	350	36 000	2.39	14.08
22	Bronce fund.-cont. SAE 660, HB 75-80	—	—	—	—	320	33 000	1.94	12.87
23	Bronce aluminio	2 500	98 000	5.87	27.97	—	—	—	—
24	Zinc colado, HB 70	250	28 000	3.07	15.35	220	26 000	3.11	15.29
25	Resina de acetato	620	—	—	—	580	—	—	—
26	Caucho de poliuretano	240	—	—	—	—	—	—	—

Fuente: (Norton, 2011)

Se selecciona un hierro gris clase 35, con una dureza HB 225-255, el mismo que tiene las siguientes características

$$\lambda = 5.56$$

$$\zeta = 26.31$$

Con estos datos se puede calcular los ciclos de vida que tendrá el material:

$$N_{vida} = 10^{\zeta - \lambda \log(K)} \quad \text{Ecuación 65}$$

Donde  $K$  es el factor de carga experimental y se utiliza para determinar la carga segura de resistencia  $F$  en un número especificado de ciclos, o bien el número de ciclos que se puede esperar antes de que ocurra la falla. (Norton, 2011)

$$K = \pi(m_1 + m_2) \cdot \sigma_3^2 \quad \text{Ecuación 66}$$

$$K = 3312 \text{ [psi]}$$

$$N_{vida} = 10^{26.31 - 5.56 \cdot \log(3312)}$$

$$N_{vida} = 5.4 \times 10^6$$

Con esto garantizamos que el rodillo trabajará sin fallas por lo menos 4000 [horas], los años de vida que tendrá la máquina depende del uso que se le dé, si se tiene un uso

continuo de 8 horas al día, durante 5 días a la semana y 50 semanas al año, el rodillo central durará aproximadamente 2 años, cabe recalcar que la máquina va a trabajar para brindar servicios de diferentes tamaños, por lo que este ciclo de vida se alargaría más, adicional este es la vida esperada para el rodillo central, rodillos deben soportar el doble de ciclos, ya que trabajarán con la mitad de la carga.

### **3.5 Diseño del sistema hidráulico**

Para el diseño del sistema hidráulico primero se selecciona el cilindro hidráulico con el que se trabajará el cual debe dar una fuerza de empuje igual o mayor a la que se necesita para deformar la tubería que es  $F = 354.2[kN]$ .

El control del fluido será mediante una válvula tres posiciones y 4 entradas la misma que controlará el avance y retroceso del cilindro hidráulico, la misma puede ser controlada eléctricamente o por medio de palancas.

En la figura 52 se muestra el circuito hidráulico con el que se manejará la máquina curvadora, el mismo consta de:

- Un cilindro hidráulico de doble efecto
- Una válvula 3/4 para la derivación del fluido hidráulico hacia el cilindro.
- Un grupo motriz conformado por: una bomba de engranajes externos, un motor eléctrico y una válvula limitadora de presión.
- Un tanque reservorio con el doble de la capacidad del cilindro.
- Un filtro que se colocará en la entrada de succión del tanque.

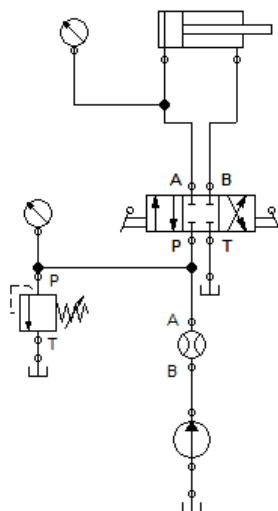


Figura 52 Esquema del circuito hidráulico

### 3.5.1 Selección del cilindro hidráulico

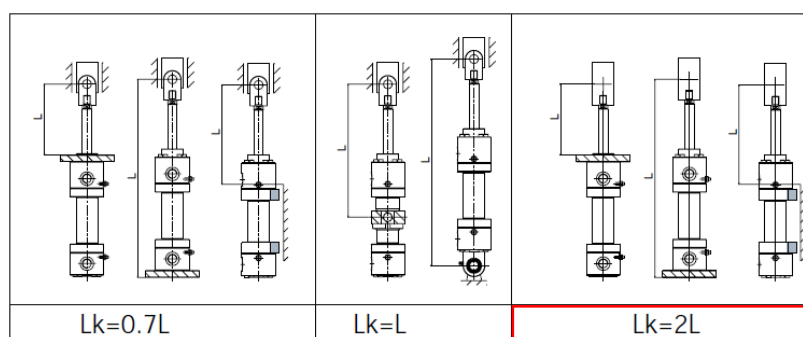
En la tabla 27 se selecciona un cilindro hidráulico, en donde nos indica el tamaño que tendrá el cilindro y su fuerza de empuje.

Tabla 27  
Determinación del cilindro SERIE CR

Piston	Vástago	AREAS			Empuje Min	Empuje Max	Fuerza Diferencial	Fuerza Tracción	Caudal Salida	Caudal Diferencial	Caudal Entrada
		Bore	Rod		Push Min	Push Max	Force Regen.	Force Pull	Flow Out	Flow Regen.	Flow In
$\Delta$ PISTÓN	$\Delta$ VTGO	$S_1$	$S_2$	$S_3$	$F_1$ (MIN)	$F_1$ (MAX)	$F_2$	$F_3$	$Q_1$	$Q_2$	$Q_3$
mm	mm	cm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	kN	kN	kN	kN	l/min	l/min	l/min
25	14	4,91	1,54	3,37	0,74	7,85	2,46	5,39	2,9	0,92	2,0
	18		2,54	2,36			4,07	3,78		1,53	1,4
32	18	8,04	2,54	5,50	1,21	12,86144	4,07	8,79	4,8	1,53	3,3
	22		3,80	4,24			6,08	6,78		2,28	2,5
40	22	12,56	3,80	8,76	1,88	20,096	6,08	14,02	7,5	2,28	5,3
	28		6,15	6,41			9,85	10,25		3,69	3,8
50	28	19,63	6,15	13,47	2,94	31,4	9,85	21,55	11,8	3,69	8,1
	36		10,17	9,45			16,28	15,12		6,10	5,7
63	36	31,16	10,17	20,98	4,67	49,85064	16,28	33,57	18,7	6,10	12,6
	45		15,90	15,26			25,43	24,42		9,54	9,2
80	45	50,24	15,90	34,34	7,54	80,384	25,43	54,95	30,1	9,54	20,6
	56		24,62	25,62			39,39	41,00		14,77	15,4
100	56	78,50	24,62	53,88	11,78	125,6	39,39	86,21	47,1	14,77	32,3
	70		38,47	40,04			61,54	64,06		23,08	24,0
125	70	122,66	38,47	84,19	18,40	196,25	61,54	134,71	73,6	23,08	50,5
	90		63,59	59,07			101,74	94,51		38,15	35,4
160	90	200,96	63,59	137,38	30,14	321,536	101,74	219,80	120,6	38,15	82,4
	110		94,99	105,98			151,98	169,56		56,99	63,6
200	110	314,00	94,99	219,02	47,10	502,4	151,98	350,42	188,4	56,99	131,4
	140		153,86	160,14			246,18	256,22		92,32	96,1
250	140	490,63	153,86	336,77	73,59	785	246,18	538,82	294,4	92,32	202,1
	180		254,34	236,29			406,94	378,06		152,60	141,8
320	180	803,84	254,34	549,50	120,58	1286,144	406,94	879,20	482,3	152,60	329,7
	220		379,94	423,90			607,90	678,24		227,96	254,3

Fuente: (CILCOIL, 2005)

El cilindro seleccionado que cumple con la fuerza de empuje es el de diámetro de pistón de  $\varnothing = 200[mm]$ , el mismo que tiene 2 vástagos, de 110 y 140  $[mm]$ , hay que seleccionar entre uno de los dos comprobando su pandeo, para esto hay que guiarse de la longitud de pandeo dependiendo de su tipo de fijación, en la figura 53 se puede observar los diferentes tipos de fijación que existe y su influencia sobre la longitud de pandeo.



**Figura 53** Influencia del tipo de fijación sobre la longitud de pandeo

Fuente: (CILCOIL, 2005)

Se selecciona  $Lk = 2L$ , ya que se trabajará con una rotula la que empujará al rodillo deformador, con el valor de  $Lk$  se procede a calcular el pandeo del vástago y seleccionar entre uno de los dos, la carrera que tendrá el vástago es de 600 $[mm]$ , por lo que la longitud de pandeo queda de la siguiente manera:

$$Lk = 2 \cdot 600[mm]$$

$$Lk = 1200[mm]$$

Mediante la ecuación 67 se determina la carga máxima antes de que pandee el vástago.

$$Fp = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{Lk^2 \cdot C}$$

**Ecuación 67**

Donde:

$F_p$  = Carga axial máxima sin pandear

$E$  = Módulo de elasticidad del acero  $E = 200[GPa]$

$J$  = Momento de Inercia  $J = (\pi \cdot d^4)/64$

$C$  = Coeficiente de seguridad  $C = 3.5$

Para el vástago de  $\varnothing = 110[mm]$ :

$$J = \frac{\pi \cdot (110[mm])^4}{64}$$

$$J = 7.18 \times 10^6 [mm^4]$$

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot 200[GPa] \cdot 7.18 \times 10^6 [mm^4]}{(1200[mm])^2 \cdot 3.5}$$

$$F_p = 2814 [kN]$$

Esta carga es mucho mayor que la fuerza de deformación por lo que se selecciona este primer diámetro de vástago con lo que ya no es necesario realizar la siguiente comprobación.

### 3.5.2 Calculo de la presión de trabajo

La presión de trabajo del sistema se la determina en base de la fuerza de curvado requerida y a la geometría del Cilindro Hidráulico, utilizando la ecuación 68.

$$P_H = \frac{F}{\pi \cdot d^2} \quad \text{Ecuación 68}$$

$$P_H = \frac{354.2[kN]}{\pi \cdot (200[mm])^2} = 9.318[MPa] \approx 93,178[bar]$$

Como se observa esta presión es menor que la presión nominal de 160 [bar] con la que trabaja el cilindro, por lo que se asegura que está dentro del rango.

### 3.5.3 Cálculo del caudal de trabajo

Para calcular el caudal de trabajo, primeramente debemos requerir la velocidad con la que se moverá el vástago, esta velocidad será de 5 [mm/s]

$$Q_{in} = V_{vástago} \cdot \text{área}$$

$$Q_{in} = 5[\text{mm/s}] \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (200[\text{mm}])^2$$

$$Q_{in} = 157079.63 \left[ \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \right]$$

$$Q_{in} = 9.425 \left[ \frac{\text{l}}{\text{min}} \right]$$

Este es el caudal que se necesita para mover el vástago a la velocidad requerida, con este dato y la presión calculada anteriormente ya se puede seleccionar la bomba que irá en el sistema.

### 3.5.4 Selección de bomba

Los sistemas hidráulicos comúnmente utilizan bombas de engranajes externos ya que son versátiles, tienen alta resistencia y larga duración.

La simplicidad en la construcción permiten que los costos sean muy accesibles y los mantenimientos menos complejos.

En la figura 54 se selecciona una bomba de engranajes externos, la misma que nos da un caudal trabajando a 1500 [rpm], como se sabe comercialmente el motor eléctrico más cercano es el de 1800[rpm] con esta velocidad de giro se calculará el caudal real al que trabajará la bomba.

TIPO TYPE	CILINDRADA DISPLACEMENT	CAUDAL a 1500 giros/min FLOW at 1500 rev/min	PRESIÓN MÁXIMA MAX PRESSURE			VELOCIDAD MÁXIMA MAX SPEED	DIMENSIONES DIMENSIONS	
			P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	P <sub>3</sub>		L	M
	cm <sup>3</sup> /giro [cm <sup>3</sup> /rev]	litros /min [litres/min]	bar	bar	bar	giros/min [rpm]	mm	mm
GHP1-D-2	1,4	2,0	270	290	310	6000	40	79
GHP1-D-3	2,1	2,9	270	290	310	6000	41	81
GHP1-D-4	2,8	3,9	270	290	310	5000	42	83
GHP1-D-5	3,5	4,9	270	290	310	5000	43	85
GHP1-D-6	4,1	5,9	270	290	310	4000	44	87
GHP1-D-7	5,2	7,4	260	275	290	4000	45,5	90
GHP1-D-9	6,2	8,8	260	275	290	3800	47	93
GHP1-D-11	7,6	10,8	230	245	260	3200	49	97
GHP1-D-13	9,3	13,3	210	225	240	2600	51,5	102
GHP1-D-16	11,0	15,7	200	215	230	2200	54	107
GHP1-D-20	13,8	19,7	180	195	210	1800	58	115

**Figura 54** Bomba de engranajes externos tipo GHP1

Fuente: (Marzocchi, 2019)

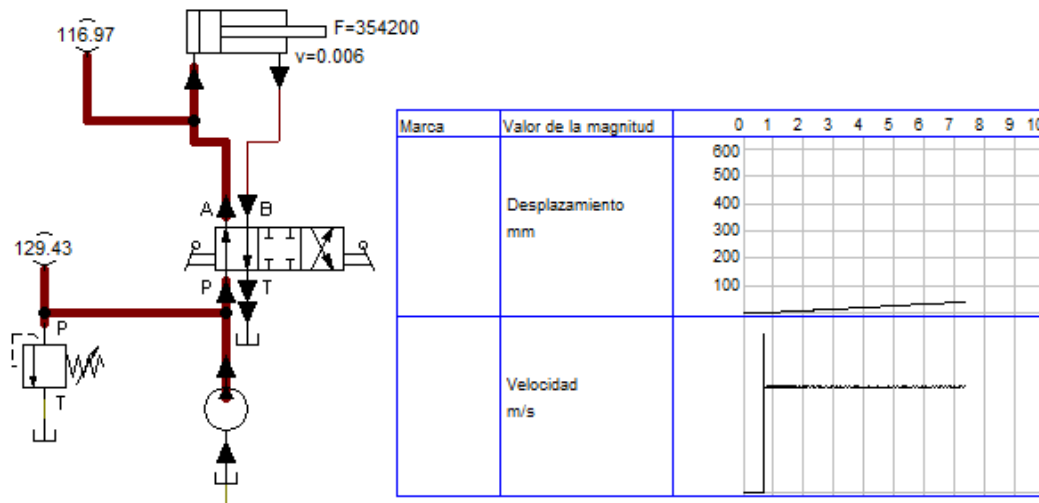
El caudal real se calculará con la velocidad de giro del motor que es de 1800 [rpm], como ya se mencionó anteriormente.

$$\begin{array}{r} 8.8[l/min] \quad 1500[rpm] \\ x \quad \quad \quad 1800[rpm] \end{array}$$

$$x = 10.56 [l/min]$$

Este es el caudal con el que trabajará la bomba de engranajes externos, es un poco mayor al requerido el mismo que nos cambiará la velocidad del vástago a 5.6 [mm/s] el mismo que no afectará en nada a la operación normal de la máquina.

En la figura 55, después de realizar la simulación en el programa FluidSIM de FESTO, se observa cómo se desplaza el cilindro hidráulico, el mismo tendrá una velocidad constante de 6[mm/s], y una fuerza de 354.20[kN] como se requiere, la presión a la que trabajará el sistema es de aproximadamente 117 [bar], que está dentro de los parámetros antes seleccionados.



**Figura 55** Simulación circuito hidráulico

Ahora se necesita calcular la potencia del motor eléctrico que trabajará con esta bomba, para ello se trabaja con la siguiente ecuación.

$$Pot = \frac{P \cdot Q}{n} \quad \text{Ecuación 69}$$

Donde:

$Pot$  = Potencia requerida

$P$  = Presión de operación

$n$  = Eficiencia ( $n = 0.75$ )

$$Pot = \frac{9.318[MPa] \cdot 10.56[l/min]}{0.75}$$

$$Pot = 2.187[kW] \approx 2.93[hp]$$

Se seleccionará un motor de 3 [hp], con una velocidad de 1800 [rpm].



### 3.5.5 Dimensionamiento de tuberías

Según (Creus, 2007) la velocidad del fluido hidráulico dentro de la tubería que conecta al cilindro no debe superar los 5 [m/s] en mangueras de goma ni los 4,5 [m/s] en el caso de tubos de acero. En caso de exceder estos límites, se presenta un flujo turbulento con lo que puede existir una mayor pérdida de carga y un sobrecalentamiento. Por otro lado, las velocidades sugeridas del fluido en los sistemas hidráulicos son:

- Aspiración de la bomba hidráulica 0,6 a 1,2 [m/s]
- Velocidad de fluido en la impulsión 2,0 a 5,0 [m/s]
- Velocidad de retorno 1,5 a 4,0 [m/s]

Para el cálculo del diámetro y del espesor de la tubería se trabajará con la siguiente ecuación:

$$\Phi_{int} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} \quad \text{Ecuación 70}$$

Donde:

$Q$  = Caudal del fluido

$V$  = Velocidad recomendada

$\Phi_{int}$  = Diámetro de la tubería

Para la tubería de impulsión se elige una velocidad de 5.5 [m/s], y el caudal de entrada al cilindro de 10.56[l/min].

$$\Phi_{int} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10.56[l/min]}{\pi \cdot 5[m/s]}}$$

$$\Phi_{int} = 6.6[mm]$$

La tubería de retorno se trabajará con una velocidad de 4 [m/s]

$$\phi_{int} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10.56[l/min]}{\pi \cdot 4[m/s]}}$$

$$\phi_{int} = 7.48[mm]$$

En la tubería de aspiración se recomienda una velocidad baja, por lo que se tomará 1[m/s], y tendrá que tener el mismo caudal de salida de la bomba 10.56[l/min], con lo que queda un diámetro interno de:

$$\phi_{int} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10.56[l/min]}{\pi \cdot 1.1[m/s]}}$$

$$\phi_{int} = 14.27[mm]$$

Se seleccionará mangueras de alta presión flexibles ya que las mismas son fáciles de instalar mediante acoples rápidos y permiten elaborar ruteos que se acoplen a la necesidad de la máquina, con esto se evitará colocar soportes y la interferencia con los otros componentes de la máquina, en la figura 56 se muestran los tamaños de mangueras hidráulicas de 6 mallas que se adaptan a los requerimientos del sistema.

Part number	ID		Size	OD	Max WP	
	in	mm		mm	bar	psi
	TFD04SP-04	1/4"	6.4	4	17.8	450
TFD04SP-06	3/8"	9.5	6	21.2	445	6453
TFD04SP-08	1/2"	12.7	8	24.3	415	6018
TFD04SP-10	5/8"	16.0	10	28.0	350	5075
***TFD04SP-12	3/4"	19.0	12	32.0	350	5075
***TFD04SP-16	1 "	25.4	16	39.5	280	4060
***TFD04SP-20	1.1/4"	31.8	20	50.8	210	3045
***TFD04SP-24	1.1/2"	38.1	24	57.2	185	2683
***TFD04SP-32	2 "	50.8	32	69.8	165	2393

**Figura 56** Manguera hidráulica de 6 mallas 100R15

Fuente: (Jara, 2014)

### 3.5.6 Dimensionamiento del depósito

El depósito del sistema hidráulico es el encargado de enfriar el fluido y separar los contaminantes que contenga el mismo.

Según (Roca, 2006), los depósitos deben tener por lo menos el doble o triple del caudal máximo de la bomba. El objetivo es renovar el fluido hidráulico entre ciclos, de esta manera se disipa el calor y las partículas se sedimentan.

Con lo antes mencionado se puede llegar a un dimensionamiento del depósito de la siguiente manera:

$$\text{Capacidad del deposito} = 3 \cdot Q \quad \text{Ecuación 71}$$

$$\text{Capacidad del deposito} = 3 \cdot 10.56[l/min]$$

$$\text{Capacidad del deposito} = 31.68[l] \approx 1.114[ft^3] \approx 31681[cm^3]$$

Para el diseño del depósito se utilizará la recomendación de (Buthod, 12 edición), que se pueden diseñar tanques rectangulares hasta una capacidad de  $30[ft^3]$ , también indica que para tanques de lados iguales se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$B = \sqrt[3]{V} \quad \text{Ecuación 72}$$

Donde:

$V$  = Volumen del tanque

$B$  = Lado del tanque

$$B = \sqrt[3]{31681[cm^3]}$$

$$B = 31.64[cm]$$

También se recomienda que para una mejor distribución de la carga es preferible tener  $1.5B$  para el lado largo y  $0.677B$  para el lado corto. (Buthod, 12 edición)

$$B_L = 1.5 * 31.64[cm]$$

$$B_L = 47.46[cm]$$

$$B_C = 0.677 * 31.64[cm]$$

$$B_C = 21.42[cm]$$

Quedando la altura de:

$$H = \frac{V}{B_L \cdot B_C} \quad \text{Ecuación 73}$$

$$H = 31.16[cm]$$

Una vez que tenemos las distancias que tendrá el depósito se debe calcular el espesor de las paredes, para lo cual utilizamos la ecuación 74:

$$t = L \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot H \cdot 0.036 \cdot G}{S}} [in] \quad \text{Ecuación 74}$$

Donde:

$H$  = Altura del tanque [in]

$\beta$  = Factor de relación entre la altura y el ancho del tanque  $\beta = 0.116$  (Ver tabla 28 )

$G$  = Gravedad específica del líquido

$S$  = Resistencia del material  $S = 16600[psi]$ , tabulado en el código tablas UCS-23

**Tabla 28**

Factores de relación entre altura y ancho de tanques rectangulares

Values of $\alpha$ and $\beta$							
Ratio, $\frac{H}{L}$ or $\frac{H}{l}$	0.25	0.286	0.333	0.4	0.5	0.667	0.667
Constant, $\beta$	0.024	0.031	0.041	0.056	0.080	0.116	0.116
Constant, $\alpha$	0.00027	0.00046	0.00083	0.0016	0.0035	0.0083	0.0083
Ratio, $\frac{H}{L}$ or $\frac{H}{l}$	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
Constant, $\beta$	0.16	0.26	0.34	0.38	0.43	0.47	0.49
Constant, $\alpha$	0.022	0.043	0.060	0.070	0.078	0.086	0.091

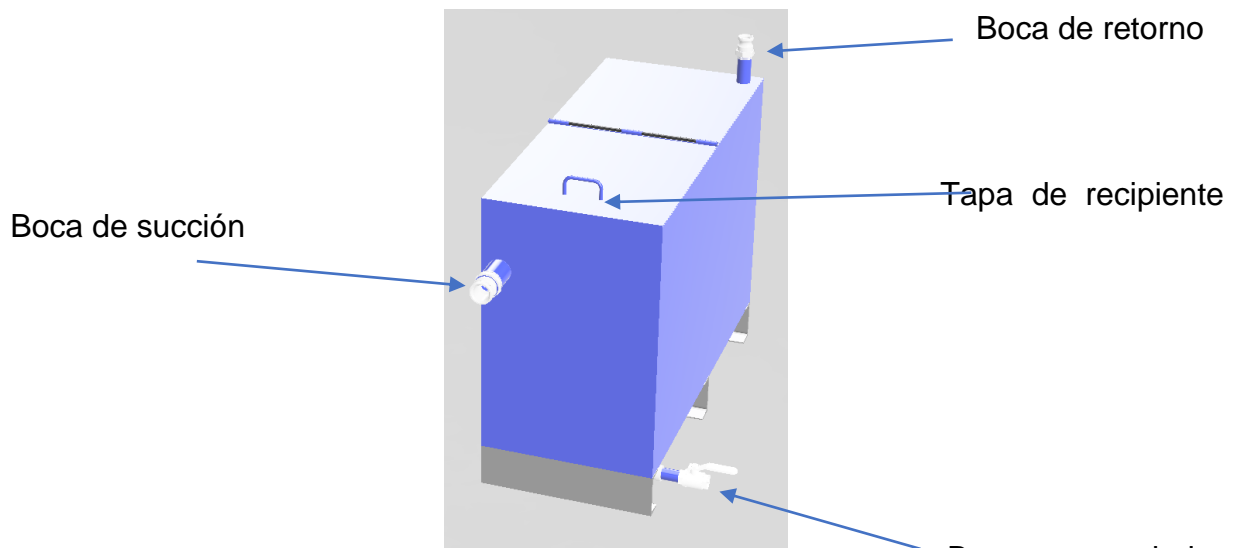
$H$  = height of tank  $L$  = length of tank  $l$  = maximum distance between supports

Fuente: (Buthod, 12 edición)

$$t = 18.68[in] \cdot \sqrt{\frac{0.116 \cdot 12.26[in] * 0.036 \cdot 0.85}{16600[psi]}}$$

$$t = 0.030[in] \approx 0.762[mm]$$

Nos acercamos al espesor de lámina que es de 1[mm], se colocará bocas para la línea de succión y de retorno, adicional se colocará una boca en la parte inferior para propósitos de mantenimiento, quedando de la siguiente manera:



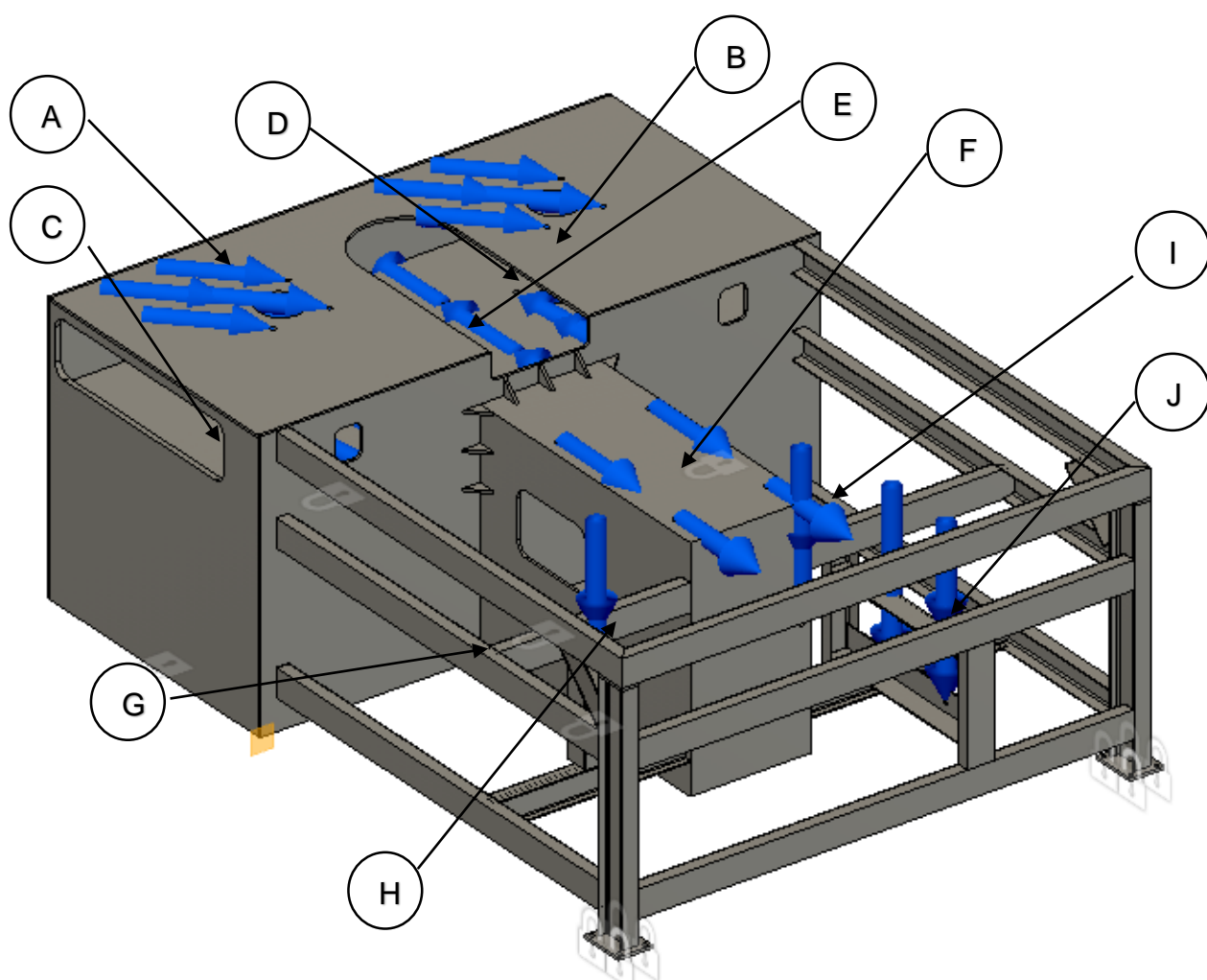
**Figura 57** Depósito de aceite hidráulico

Boca para vaciado

### 3.6 Diseño del bastidor

Para el diseño del bastidor se ubicarán todos los elementos que interactuarán en la máquina, con el fin de no obstaculizar a ninguno de los mismos.

En la figura 58 se puede observar los diferentes puntos donde irán aplicadas las cargas generadas por el proceso de curvado, así como el peso de los elementos que conforman la máquina.



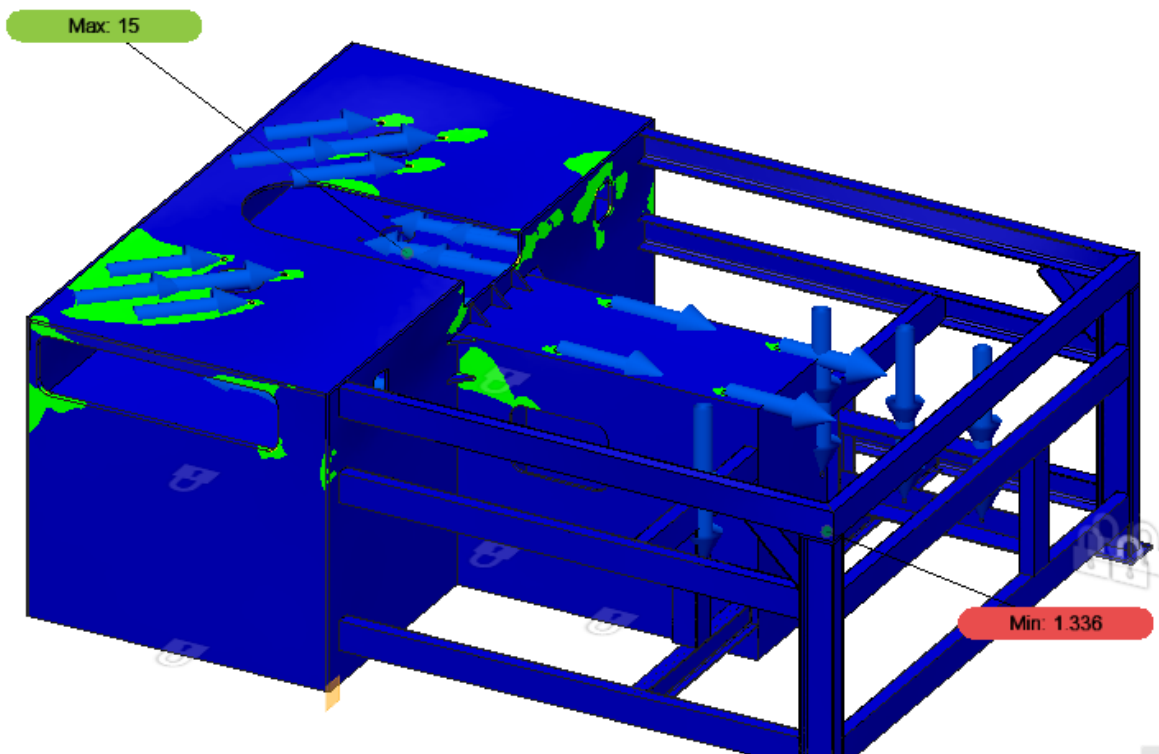
**Figura 58** Distribución de cargas en el bastidor

En la tabla 29 se muestran las fuerzas que actúan en los diferentes puntos, con sus respectivas fuerzas en los ejes X, Y, Z.

**Tabla 29**  
*Cargas aplicadas al bastidor*

<i>Carga en X [kN]</i>	<i>Carga en Y [kN]</i>	<i>Carga en Z [kN]</i>
Punto A: Carga de reacción de los alojamientos de rodamientos superiores		
<b>2.45 [kN]</b>	271.96 [kN]	256.82 [kN]
Punto B: Carga de reacción de los alojamientos de rodamientos superiores		
<b>2.45 [kN]</b>	271.96 [kN]	256.82 [kN]
Punto C: Carga de reacción de los alojamientos de rodamientos inferiores		
<b>2.45 [kN]</b>	-94.89 [kN]	-9.23 [kN]
Punto D: Carga de reacción de los alojamientos de rodamientos inferiores		
<b>2.45 [kN]</b>	-94.89 [kN]	-9.23 [kN]
Punto E: Carga de reacción en el alojamiento móvil		
<b>4.90 [kN]</b>	0 [kN]	-612.51[kN]
Punto F: Carga generada por el cilindro hidráulico		
<b>4.20 [kN]</b>	-354.20 [kN]	0[kN]
Punto G: Carga generada por el motor eléctrico		
<b>4.96 [kN]</b>	0 [kN]	0 [kN]
Punto H: Carga generada por la caja reductora		
<b>16.89 [kN]</b>	0 [kN]	0 [kN]
Punto I: Carga generada por la el depósito de aceite hidráulico		
<b>4.78 [kN]</b>	0 [kN]	0 [kN]
Punto J: Carga generada por el motor eléctrico		
<b>4.96 [kN]</b>	0 [kN]	0 [kN]

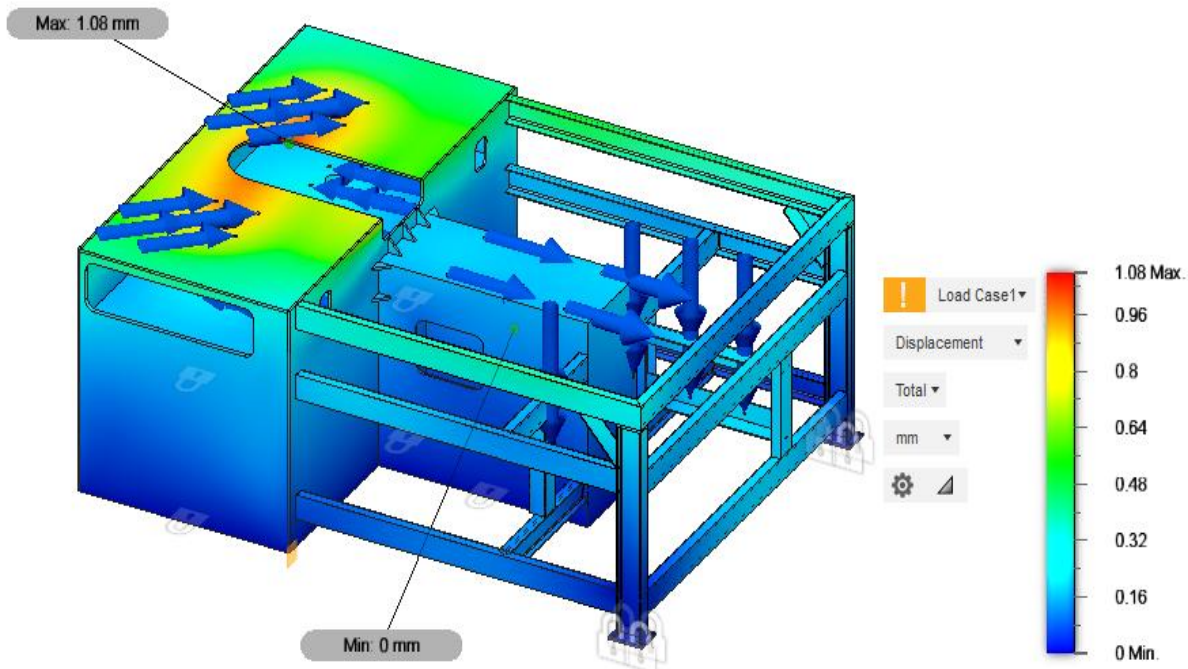
En la figura 59 se puede observar los resultados de la simulación por elementos finitos efectuada en el bastidor con las cargas mostradas en la tabla 29, en el análisis se puede observar que el factor de seguridad mínimo que se tiene es de 1.34.



**Figura 59** Factor de seguridad, análisis por elementos finitos del bastidor

En la figura 60 se observa el desplazamiento máximo que tendrá, el mismo que es de  $1.08[mm]$ , este desplazamiento no afecta en nada al funcionamiento de la máquina.





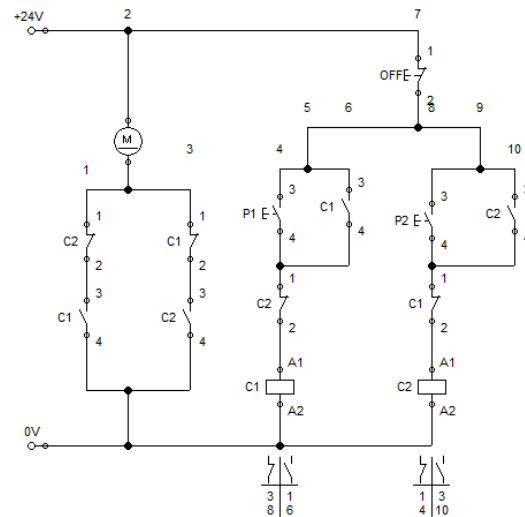
**Figura 60** Desplazamiento, análisis por elementos finitos del bastidor

### 3.7 Diseño del sistema de control eléctrico

El sistema de control eléctrico será el encargado de controlar encender y apagar el motor, cambiarlo el sentido de giro del mismo.

En la figura 61 se puede observar cómo será el control para el cambio de sentido de giro del motor eléctrico, el mismo constará de dos contactores (C1 y C2) los cuales tendrán cuatro entradas y salidas, dos normalmente abiertos y los otros dos normalmente cerrados, estos se conectarán al circuito de mando del motor trifásico en las posiciones R, S y T, para cambiar de sentido de giro, simplemente debemos cambiar las parejas de R-S a R-T, por ejemplo.

Los elementos que activaran y desactivarán el proceso, serán los pulsadores P1 y P2, uno para cada sentido de giro del motor, y se tendrá un paro de emergencia OFF.

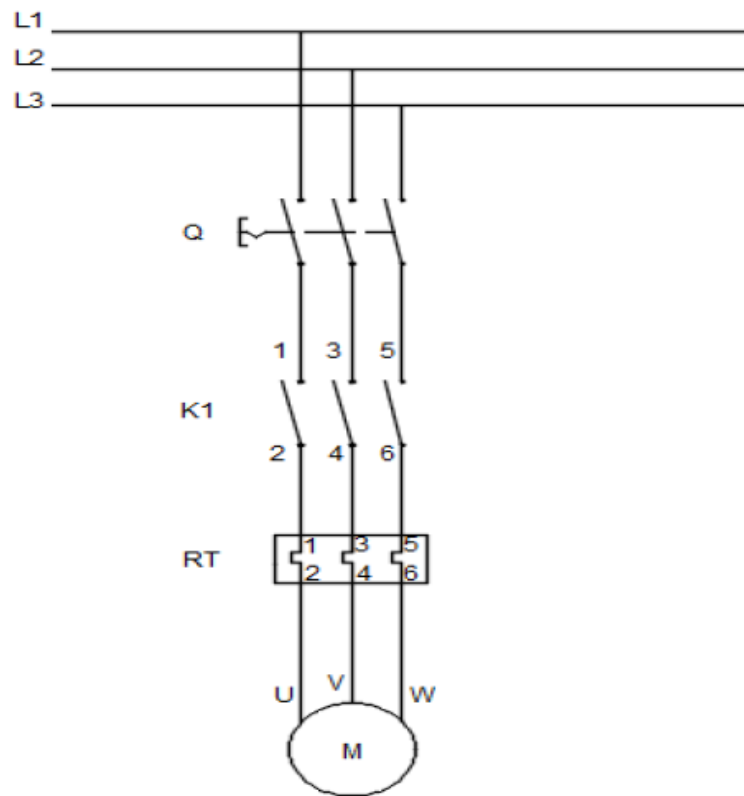


**Figura 61** Diagrama de control para cambio de giro del motor eléctrico

La figura 62 indica un diagrama de potencia el mismo que estará a cargo de alimentar y proteger al motor, donde  $Q$  es el interruptor termo magnético, el mismo protege al motor cuando la temperatura supera la normal de funcionamiento.

El  $RT$  es el relevador de sobrecarga este protege al motor contra corrientes mayores a la corriente indicada en la placa de datos.

Los  $K1$  son los contactores, los mismos que son encargados de controlar al motor, estos vienen accionados por un diagrama de control como se mostró anteriormente en la figura 61.



**Figura 62** Circuito de potencia de un motor trifásico

*Fuente: (Molina & Navarrete, 2007)*

## CAPÍTULO IV: ANALISIS FINANCIERO

### 4.1 Introducción

En el presente capítulo se hará un estudio de factibilidad económica, para la realización del presente proyecto, el mismo se dividirá en varias secciones para su fácil comprensión, adicional se separará cada elemento con su respectivo proveedor y precio final para compararlo con las máquinas con similares características en el mercado.

### 4.2 Sistema motriz

**Tabla 30**

*Costos de elementos del sistema motriz*

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO	COSTO FINAL	PROVEEDOR
1	Catarina doble torón ANSI 200, Manzana tipo C, Z=65.	2 [Uni]	\$3,669.12	\$7,338.24	CMAINPRO
2	Catarina doble torón ANSI 200, Manzana tipo B, Z=25.	1 [Uni]	\$1,048.32	\$1,048.32	CMAINPRO
3	Cadena ANSI 200 doble	10.23[m]	\$663.80	\$6,790.67	CMAINPRO
4	Catarina simple torón ANSI 180 Z=	1 [Uni]	\$127.95	\$127.95	McMaster Carr
5	Catarina simple torón ANSI 180, Z=	1 [Uni]	\$383.85	\$383.85	McMaster Carr
6	Cadena ANSI 180	3 [m]	\$59.29	\$177.87	McMaster Carr
7	Eje AISI 1018, diámetro 10"	1.6 [m]	\$729.96	\$1,167.94	Ferrotoll
8	Maquinado de ejes y tuercas	3 [Uni]	\$165.00	\$495.00	SAURUS
9	Chavetas 45x25[mm], L=200 [mm]	6 [Uni]	\$12.34	\$74.05	McMaster Carr
10	Matrices deformadoras, hierro nodular, según planos	3 [Uni]	\$1,170.40	\$3,511.20	JCR fundiciones
11	Maquinado matrices deformadoras	3 [Uni]	\$336.00	\$1,008.00	JCR fundiciones
12	Rodamiento SKF de bolas d=150, D=225, B=35, Código 6030	2 [Uni]	\$557.84	\$1,115.68	Casa del ruliman
13	Rodamiento SKF de rodillo a rótula d=190,	2 [Uni]	\$1,684.53	\$3,369.06	Trocetti

CONTINUA 

	D=260, B=52, Código: 23938 CQW33				
14	Rodamiento SKF de rodillo cilíndrico d=150, D=270, B=73, Código: UN 22230 ECM	2 [Uni]	\$1,049.42	\$2,098.84	Casa del ruliman
15	Caja reductora 1:60.7, hasta 45 [Kw] Usada	1 [Uni]	\$3,500.00	\$3,500.00	SAURUS
<b>SUBTOTAL</b>			<b>\$32,206.67</b>		

### 4.3 Sistema hidráulico

**Tabla 31**

*Precios de elementos del sistema hidráulico*

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO	COSTO FINAL	PROVEEDOR
1	Cilindro Hidráulico, D=200, L=600, presión de trabajo 160 [bar]	1 [Uni]	\$3,480.52	\$3,480.52	NEUMAC
2	Arrastrador de rótula, d=160, D=400, b=165	1 [Uni]	\$1,645.10	\$1,645.10	NEUMAC
3	Bomba de engranajes externos, Q=10.56[l/min] P=250[bar]	1 [Uni]	\$695.49	\$695.49	NEUMAC
4	Motor Siemens 3[Hp], 1800 [rpm]	1 [Uni]	\$679.76	\$679.76	SIEMENS
5	Acople tipo matrimonio de 3/4"	1 [Uni]	\$54.38	\$54.38	NEUMAC
6	Mangueras hidráulicas de 6 mallas 100R15 d=1/2", L=2 [m] Con acoples roscado, recto y codo	1 [Uni]	\$58.18	\$58.18	Servimangueras
7	Mangueras hidráulicas de 6 mallas 100R15 d=1/2", L=1 [m] Con acoples roscado, recto y codo	2 [Uni]	\$29.09	\$29.09	Servimangueras
8	Mangueras hidráulicas de 6 mallas 100R15 d=3/8", L=1.5 [m] Con acoples roscado, recto y codo	2 [Uni]	\$43.63	\$43.63	Servimangueras
9	Válvula 3 posiciones /4 vías, eléctrica, VICKERS	1 [Uni]	\$684.06	\$684.06	NEUMAC
10	Bloque de distribución de líneas	1 [Uni]	\$327.37	\$327.37	NEUMAC

CONTINUA



11	Filtro para aceite hidráulico	1 [Uni]	\$74.42	\$74.42	NEUMAC
12	Tanque lámina de acero 2[mm], dimensiones L=32 cm, B=22 cm y H=40cm, con tapa y perforaciones	1[Uni]	\$344.47	\$344.47	SAURUS
<b>SUBTOTAL</b>				<b>\$8,116.47</b>	

#### 4.4 Bastidor

**Tabla 32**

*Precios de elementos estructurales*

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO	COSTO FINAL	PROVEEDOR
1	Plancha acero A36, e=12.7	5 [Uni]	\$258.00	\$1,290.00	Ferrotoll
2	Plancha acero A36, e=25.4	2 [Uni]	\$617.00	\$1,234.00	Ferrotoll
3	Perfil IPE 140	1 [Uni]	\$75.90	\$75.90	Ferrotoll
4	Perfil UPN 120	4 [Uni]	\$80.40	\$321.60	Ferrotoll
5	Angulo 100x10	1 [Uni]	\$118.10	\$118.10	Ferrotoll
6	Mano de obra, Incluye: corte, armado y soldadura	2930 [kg]	\$0.51	\$1,494.30	SAURUS
7	Granallado SP10 Pintura Bicapa	26 [m2]	\$35.84	\$931.84	SAURUS
8	Tol galvanizado e=1.4[mm]	5 [Uni]	\$35.40	\$177	Ferrotoll
9	Pintura tercera capa	29.76[m2]	\$11.2	\$333.40	SAURUS
<b>SUBTOTAL</b>				<b>\$5,976.14</b>	

#### 4.5 Sistema de control eléctrico

**Tabla 33**

*Precios de elementos del sistema de control eléctrico*

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO	COSTO FINAL	PROVEEDOR
1	Motor trifásico 40[hp], 1200 [rpm]	1 [Uni]	\$4,860.24	\$4,860.24	SIEMENS
2	Variador de frecuencia	1 [Uni]			INNOVATRONICA
3	Caja para contactores interna	1 [Uni]		\$10,920.00	INNOVATRONICA

CONTINUA 

4	Panel de control móvil (Incluye pulsadores y cableado)	1 [Uni]	INNOVATRONICA
5	Contactores, 4 entradas, 4 salidas	4 [Uni]	INNOVATRONICA
6	Instalación y mantenimiento por 1 año	1 [Uni]	INNOVATRONICA
<b>SUBTOTAL</b>		<b>\$15,780.24</b>	

#### 4.6 Costo Total del proyecto

**Tabla 34**

*Costo total del proyecto*

ITEM	DESCRIPCIÓN	PRECIO FINAL
1	Sistema motriz	\$32,206.67
2	Sistema Hidráulico	\$8,116.47
3	Bastidor	\$5,976.14
4	Sistema de control eléctrico	\$15,780.24
<b>COSTO TOTAL</b>		<b>\$62,079.52</b>

## CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 5.1 Conclusiones

- Se diseñó una máquina curvadora de rodillos tipo piramidal con capacidad para doblar tubería hasta 8 pulgadas SCH 40. El motor de la maquina es de 40 [hp] y velocidad de 1200 [rpm] , los diámetros de los ejes será de 180 [mm], un tamaño de la misma será 3330x2440x1560[mm] y un peso total de 9.20 [Ton].
- El análisis estructural realizado por medio de elementos finitos dio como resultado que para una distribución más óptima dentro del bastidor se deberá realizar con planchas estándar, las mismas aumentan la rigidez soportando y distribuyendo de mejor manera la carga generada por el proceso de curvado.
- Se concluyó que la fuerza de doblado necesaria para curvar la tubería de 8 pulgadas SCH40 es de 354.20 [kN], esta fuerza fue calculado mediante la teoría del momento límite para sección de corona circular desarrollada por (Moina & Navarrete, 2007) y comprobada mediante una simulación por elementos finitos.
- El sistema hidráulico trabajará a una presión de 160[bar] con un cilindro de  $\phi = 200[mm]$  y una carrera de  $L = 600[mm]$ , la bomba seleccionada tiene un caudal de 10.56[lt/min] y será impulsada con un motor eléctrico de 3[hp] a 1800[rpm], este cilindro moverá un rodillo deformador el cuál será fabricado de Hierro nodular Gr.80-60-03.
- El costo de fabricación de la máquina estimado es de \$62,079.52 esto incluye materiales, accesorios y mano de obra, esto representa una ventaja económica en comparación con importar una máquina con estas características.



## 5.2 Recomendaciones

- Se recomienda realizar un estudio más profundo sobre este tipo de máquinas que existen actualmente en el mercado, como manera de complemento y comparando sus capacidades de trabajo frente a las aquí presentadas, de igual manera hacer un estudio al tipo de material a curvar, ya que los datos presentados en este proyecto son obtenidos de tablas de libros.
- Con el fin de aumentar los factores de seguridad en el bastidor, se recomienda utilizar un material que tenga un límite de fluencia más alto que el acero ASTM A36, que sea fácil de encontrar en el mercado y con un costo parecido.
- Se recomienda realizar una curva deformación real de cada uno de los materiales que se vayan a utilizar, tomando datos de laboratorio que nos acerquen mucho más a la realidad.
- En la medida de lo posible es recomendable permitir que otros alumnos de la carrera realicen un nuevo análisis respecto al sistema de conformado de la máquina y guiándose en los bosquejos que forman parte del presente trabajo, se realice las correcciones pertinentes de tal forma de alcanzar con la máquina una mejor prestación en cuanto al curvado de tubería.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMOB. (2017). *Máquinas curvadoras de perfiles*. Obtenido de <https://www.amobgroup.com/>
- Anchapaxi, P. (2003). *Diseño y construcción de una máquina hidráulica semiautomática de tipo universal*.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (Octava edición). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. McGraw Hill.
- Buthod, P. (12 edición). *Pressure Vessel handbook*. Oklahoma.
- CILCOIL. (2005). *Cilindros hidráulicos*. Obtenido de <http://www.cilcoil.com/>
- Creus, A. (2007). *Hidraulica y neumatica*. Alfaomega.
- Deutschman, A. D., Michels, W. J., & Wilson, C. E. (1975). *Diseño de máquinas*. MACMILLAN.
- DIPAC. (2019). *productos de acero*. Obtenido de <http://www.dipacmanta.com/>
- Durapulse. (2009). *Parametros del variador de frecuencia*. Obtenido de <https://cdn.automationdirect.com/static/manuals/gs3msp/ch4.pdf>
- Groover, M. P. (Tercera edición). *Fundamentos de Manufactura Moderna*. McGraw Hill.
- Hurtado, J., & Santana, J. (2012). *Determinación de los intervalos de las variables de carga en el proceso de doblado de tubos por arrastre*.
- Jara, M. (2014). *Mangueras hidráulicas para equipo pesado caminero*. Obtenido de <http://www.maximojarag.com/mangueras-hidraulicas.html>
- Kalpakjian, S., & Schmid, S. R. (Quinta Edición). *Manufactura, ingeniería y tecnología*. Pearson.
- Koralic, L., Dascal, G., Saglimbeni, G., & Zanella, F. (2013). *Máquinas Herramienta, Análisis internacional: ASIA – EEUU – BRASIL”. Argentina*. Buenos Aires.
- Martin. (2018). *Sprocket & Gear Inc*. Obtenido de <http://www.martinsprocket.com/>
- Martín, T., & Serrano, A. (s.f.). *Universidad Politécnica de Madrid (UPM)*. Obtenido de <http://www2.montes.upm.es/dptos/digfa/cfisica/solido/minercia.html>
- Marzocchi. (2019). *Bombas de engranajes*. Obtenido de <https://www.marzocchipompe.com/>
- Mase, G. E. (1978). *Mecánica del medio continuo*. McGRAW-HILL.
- Metales Industriales de Puebla, S. (2019). *MIPSA*. Obtenido de <https://www.mipsa.com.mx/dotnetnuke/Procesos/Doblez>
- Mohinder, N. (Septima Edición). *Piping Handbook*.
- Moina, W., & Navarrete, R. (2007). *Diseño y construcción de una presa hidráulica para doblado de tubería metálica de pared gruesa*.
- Nargesa. (2019). *Maquinaria Industrial*. Obtenido de [www.nargesa.com](http://www.nargesa.com)
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas*. Mexico: Pearson.

- OPAC. (2018). *Chavetas*. Obtenido de [www.opac.net](http://www.opac.net)
- Roca, F. (2006). *Oleohidráulica básica: diseño de circuitos*. Bogota: EDICIONES UPC.
- Rodriguez Galbarro, H. (2018). *Ingemecanica*. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/tab11tut121.jpg>
- Shigley, J. E., Mischke, C. R., & Brown, T. H. (Tercera edición). *Standar handbook of machine design*. McGRAW-HILL.
- SKF. (2018). *Rolling bearings*. Obtenido de [www.skf.com](http://www.skf.com)
- Tema Fantástico, S. (11 de mayo de 2011). *Automatización Industrial*. Obtenido de <http://industrial-automatiza.blogspot.com/2011/05/elementos-de-un-circuito-hidraulico.html>
- Tsubaki. (2019). *Innovation in motion*. Obtenido de [https://tsubakimoto.com/?source=AdWords&gclid=CjwKCAjw4NrpBRBsEiwAUcLcDCRR8PHXdvO2-zeEA59UeshN1IDSXF9WfzcP0FOwHaNIG1Kj2-8MihocwX0QAvD\\_BwE](https://tsubakimoto.com/?source=AdWords&gclid=CjwKCAjw4NrpBRBsEiwAUcLcDCRR8PHXdvO2-zeEA59UeshN1IDSXF9WfzcP0FOwHaNIG1Kj2-8MihocwX0QAvD_BwE)
- Vieira, F. (2018). O que são Comandos Elétricos. *Revista terceira Margem*.