

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

DISEÑO DE UNA MÁQUINA ROLADORA DE PERFILES

METÁLICOS DE HASTA 6 MM DE ESPESOR

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Guerrero Gonzalez Jefferson Antonio

Cedeño Mendoza Samuel Esteban

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2023

DEDICATORIA

Samuel Esteban Cedeño Mendoza

Dedico esta tesis a Dios y mis padres, quienes han sido mis pilares a lo largo de este viaje académico. A mis profesores, cuyas enseñanzas y orientación han moldeado mi pensamiento y habilidades. A mis amigos y seres queridos, por su aliento y paciencia. Agradezco a cada persona que ha contribuido a este logro, dejando una huella imborrable en mi camino hacia el conocimiento.

Jefferson Antonio Guerrero Gonzalez

Dedico este trabajo a Dios y a mi familia, quienes estuvieron en todo momento a lo largo de esta etapa de preparación académica. A mis profesores tutores por sus enseñanzas y exigencia académica, sin su guía no estaríamos en este lugar. A mis seres queridos y a todas las personas que aportaron su granito de arena y dieron su aliento de ánimo, le dedico este triunfo.

AGRADECIMIENTOS

Samuel Esteban Cedeño Mendoza

Quiero expresar mi profundo agradecimiento Dios y a mi familia, cuyo amor y apoyo incondicional han sido mi ancla en este viaje académico. Agradezco a mis dedicados profesores por su orientación y sabiduría. A mis amigos y seres queridos, gracias por su paciencia y aliento constante. Este logro no habría sido posible sin la contribución valiosa de cada persona que ha cruzado mi camino.

Jefferson Antonio Guerrero Gonzalez

Quiero agradecer a Dios sobre todas las cosas, por brindarme inteligencia durante este recorrido, a mi familia por estar conmigo en los momentos más difíciles. Agradezco a mis profesores y tutores por ser unos excelentes guías hasta el último momento. A mis compañeros y amigos por brindarme su amistad y ayuda incondicional. Este triunfo se lo dedico a ustedes, sin su ayuda no hubiese sido posible.

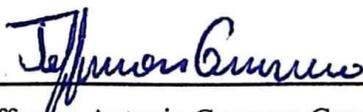
DECLARACIÓN EXPRESA

Nosotros Jefferson Antonio Guerrero Gonzalez y Samuel Esteban Cedeño Mendoza acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores. La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que me/nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi/nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 29 de febrero del 2024.



Jefferson Antonio Guerrero Gonzalez



Samuel Esteban Cedeño Mendoza

EVALUADORES

José Macias Zambrano. MSc

PROFESOR DE LA MATERIA

Ernesto Martínez Lozano. MSc

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

En el presente proyecto se realizó el diseño de una maquina roladora de perfiles de hasta 6 mm de espesor, La industria de la metalmecánica está en constante crecimiento y con ello el aumento de la demanda de los bienes y servicios que involucran perfilería metálica curva en sectores como la minería, agroindustria, pesquería y construcciones navales. El proyecto es una alternativa a las pequeñas y medianas empresas/talleres para la adquisición de estas máquinas, para la producción de este tipo de perfiles a un costo relativamente bajo al de una compra del exterior ya que en su gran mayoría son importadas.

El proyecto se desarrolló con un diseño de forma del tipo de roladora de 3 rodillos motrices con 2 rodillos ajustables mecánicamente, se definió la perfilería que se debía curvar y demás criterios en cuanto a la geometría de la maquina y disposición de los rodillos; se calculó la carga necesaria para curvar los perfiles y en base a ese dato se desarrolló el diseño y dimensionamiento de los demás elementos que transmitirían la potencia, haciendo uso de normas como la ANSI/AGMA para el diseño del sistema de engranes, cálculo de esfuerzos y factores de seguridad para los ejes y tornillos de potencia, el acero usado en estos elementos fue AISI 4340 y 1018. También se seleccionaron rodamientos, chavetas y motorreductor.

Como resultados obtuvimos el dimensionamiento y selección de los elementos de la maquina los cuales se dibujaron en el software CAD y se logró realizar las simulaciones de análisis de elementos finitos y corroborar el correcto funcionamiento de los elementos que se dimensionaron. Se realizó un análisis de costos de construcción de la máquina. En conclusión, en base a los requerimientos iniciales, el diseño de la maquina roladora de perfiles cumple con el funcionamiento que se solicitó y según el análisis de costos, su construcción representa una gran ventaja al del importar una, con un ahorro aproximado de entre 5000 a 6000 \$ contando aranceles de importación y transporte.

Palabras clave: diseño, deformación, esfuerzo, roladora, ventaja económica.

ABSTRACT

In this project, the design of a profile rolling machine up to 6 mm thick was carried out. The metalworking industry is constantly growing and with it the increase in demand for goods and services that involve curved metal profiles in sectors such as mining, agribusiness, and shipbuilding. The project is an alternative for small and medium-sized companies/workshops to acquire these machines, for the production of this type of profiles at a relatively low cost compared to a purchase from abroad since the vast majority are imported.

The project was developed with a shape design of the type of rolling machine with 3 driving rollers with 2 mechanically adjustable rollers, the profiles that should be curved and other criteria regarding the geometry of the machine and arrangement of the rollers were defined; The load necessary to curve the profiles was calculated and based on that data, the design and sizing of the other elements that would transmit the power were developed, using standards such as ANSI/AGMA for the design of the gear system, stress calculation, and safety factors for the axles and power screws, the steel used in these elements was AISI 4340 and 1018. Bearings, keys, and gear motor were also selected.

As results, we obtained the sizing and selection of the machine elements which were drawn in the CAD software, and it was possible to carry out the finite element analysis simulations and corroborate the correct functioning of the elements that were sized. A construction cost analysis of the machine was carried out. In conclusion, based on the initial requirements, the design of the profile rolling machine meets the requested operation and according to the cost analysis, its construction represents a great advantage over importing one, with an approximate saving of between 5000 at \$6000 including import and transportation tariffs.

Keywords: design, deformation, effort, rolling machine, economic advantage.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	VII
SIMBOLOGIA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	IX
ÍNDICE DE TABLAS	XI
CAPITULO 1	1
1.1 Introducción	1
1.2 Descripción del problema.....	2
1.3 Justificación del problema.....	2
1.4 Objetivos.....	3
1.4.1 Objetivo General.....	3
1.4.2 Objetivos específicos.....	3
1.5 Marco Teórico	3
1.5.1 Maquinas roladoras de perfiles y tubos	3
1.5.2 Roladoras modernas	4
1.5.3 Fundamentos Físicos de los Materiales.....	5
1.5.3.1 Deformación Plástica.	5
1.5.3.2 Diagrama de fuerzas.....	7

1.5.3.3 Flexión.	7
1.5.3.4 Deflexión.	7
1.5.3.5 Torsión.	8
1.5.3.6 Selección de Materiales.	8
1.5.3.7 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.	8
1.5.3.8 Ley de los engranajes.	9
1.5.3.9 Designación de Perfiles de Acero.	9
1.5.3.9.1 Platinas.	10
1.5.3.9.2 Ángulos.	10
1.5.3.9.3 Canales U.	11
CAPITULO 2	13
2.1 Metodología del Diseño	13
2.2 Diseño conceptual	14
2.2.1 Requerimientos de diseño	14
2.3 Alternativas de diseño	14
2.4 Criterios de diseño	16
2.5 Matriz de decisión	16
2.6 Diseño de forma.	17
2.7 Diseño detallado	18
2.7.1 Análisis de cargas.	19
2.7.2 Perfiles por curvar	19

2.7.4 Deflexión de vigas	20
2.7.4 Diseño de Engranés	22
2.7.5 Cargas Sobre Los Engranés.....	25
2.7.6 Diseño de Ejes	27
2.7.7 Diseño de Torillo de Potencia	29
2.7.8 Diseño de Eje de Engrane Piñón.....	30
2.7.9 Diseño de Rodillo	30
2.7.10 Selección de Rodamientos	31
2.7.11 Selección de Chavetas	32
2.7.12 Selección de Motor Reductor.....	32
2.7.13 Selección de Motor.....	33
CAPITULO 3	34
3.1 Resultados y Análisis	34
3.2 Resultados de la Carga Aplicada	34
3.3 Resultado de la Deflexión y Radio de Curvatura para los diferentes perfiles.....	35
3.4 Resultados del Diseño de Engranés	37
3.5 Resultado Del Diseño Del Eje de Transmisión de Potencia.....	38
3.6 Resultado Del Diseño Del Tornillo de Transmisión de Potencia.....	39
3.7 Resultado Del Eje Piñón Principal.....	40
3.8 Resultado Del Diseño de Rodillos	41
3.9 Resultado de la Selección de Rodamientos	41

3.10 Resultado de la Selección de Chavetas	42
3.11 Resultado de la Selección de Motor Reductor	43
3.12 Resultado del esquema eléctrico de la Roladora	44
3.13 Resultado de los Planos Del Sistema Mecánico de la Roladora.....	45
3.14 Análisis de Costo	45
3.15 Resultados Generales.....	47
CAPITULO 4	48
4.1 Conclusiones y Recomendaciones	48
4.1.1 Conclusiones	48
4.1.2 Recomendaciones.....	49
REFERENCIAS	35
APENDICES.....	37
Apéndice A.....	38
Cálculos generales de diseño.....	38
Apéndice B	94
Análisis de carga en los componentes del sistema.....	94
Apéndice C	99
Cotización de materiales y tablas de costo.....	99
Apéndice D	111
Planos De construcción.....	111

ABREVIATURAS

ESPOL: ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FIMCP: FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

FEM: FINITE ELEMENT METHOD

ASTM: AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS

NTP: NORMAS TECNICAS DE PREVENCIO

AISI: INGLÉS AMERICAN IRON AND STEEL INSTITUTE

ISO: INTERNACIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION

CAD: COMPUTER AIDED DESIGN

CNC: CONTROL NUMÉRICO COMPUTARIZADO

RPM: REVOLUCIONES POR MINUTO

SIMBOLOGIA

MPa: MEGAPASCALES

mm: MILIMETROS

kN: KILONEWTON

\emptyset : ÁNGULO

v : DEFLEXIÓN

n : FACTOR DE SEGURIDAD

T : TORQUE

σ : ESFUERZO

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	5
<i>Roladora moderna marca Nargesa modelo MC650</i>	5
Figura 2	5
<i>Diagramas de limite elástico y plástico</i>	5
Figura 3.	7
<i>Diagrama de fuerzas sobre un cuerpo</i>	7
Figura 4	9
<i>Diagrama de fuerza cortante y esfuerzo flexionante</i>	9
Figura 5	18
<i>Diseño de forma de la maquina roladora de perfiles</i>	18
Figura 6	19
<i>Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre la viga</i>	19
Figura 7	21
<i>Arreglo geométrico de los rodillos y vigas en deflexión</i>	21
Figura 8	24
<i>Diseño de forma del sistema de engranes</i>	24
Figura 9	36
<i>Radio de curvatura vs el número de pasadas para cada perfil</i>	36
Figura 10	38
<i>Modelado 3D del sistema de engranes y eje piñón</i>	38
Figura 11	39
<i>Modelado 3D del eje de transmisión de potencia</i>	39
Figura 12	40
<i>Modelado 3D del tornillo de potencia</i>	40
Figura 13	40

<i>Modelo 3D del eje piñón principal</i>	40
Figura 14	41
<i>Modelo 3D de los diferentes rodillos</i>	41
Figura 15	42
<i>Modelo 3D del rodamiento de rodillo cónico</i>	42
Figura 16	42
Modelo 3D de la chaveta.....	42
Figura 17	43
<i>Modelo 3D del motor reductor</i>	43
Figura 18	44
<i>Esquema eléctrico de la roladora de perfiles</i>	44
Figura 19	45
<i>Modelo 3D de la maquina roladora de perfiles</i>	45
Figura 20	47
<i>Dimensiones</i>	47
Figura 23	63
<i>Factor de confiabilidad de algunas confiabilidades de estándar especificada</i>	63

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	10
<i>Características técnicas de las platinas</i>	10
Tabla 2	11
<i>Características técnicas de los ángulos</i>	11
Tabla 3	12
<i>Características técnicas de los canales U</i>	12
Tabla 4	14
<i>Requerimientos de diseño</i>	14
Tabla 5	15
<i>Alternativas de solución</i>	15
Tabla 6	16
<i>Criterios de diseño</i>	16
Tabla 7	16
<i>Matriz de decisión para el numero de ejes móviles</i>	16
Tabla 8	17
<i>Matriz de decisión para la selección del tipo de roladora</i>	17
Tabla 9	20
<i>Tipo de perfiles con la mayor sección transversal a curvar</i>	20
Tabla 10	23
<i>Parámetros de engranes</i>	23
Tabla 11	34
<i>Resultados de la carga aplicada para los diferentes perfiles</i>	34
Tabla 12	35
<i>Deflexión de las vigas para diferentes magnitudes de cargas aplicadas</i>	35
Tabla 13	35

<i>Distancia y radios de curvatura para los diferentes perfiles</i>	<i>35</i>
Tabla 14	37
<i>Resultado de algunos parámetros de los diferentes engranes del sistema.....</i>	<i>37</i>
Tabla 15	38
<i>Resultado de las dimensiones del eje de transmisión de potencia</i>	<i>38</i>
Tabla 16	39
<i>Dimensiones para el tornillo de transmisión de potencia</i>	<i>39</i>
Tabla 17	43
<i>Motor reductor angular con brida lateral de 2HP</i>	<i>43</i>
Tabla 18	46
<i>Material utilizado para la construcción de la maquina</i>	<i>46</i>
Tabla 19	46
<i>Costo de materiales y mano de obra</i>	<i>46</i>
Tabla 20	47
<i>Comparativa de costos de construcción y compra.....</i>	<i>47</i>
Tabla 21	47
<i>Resultados generales de la maquina roladora de perfiles estructurales</i>	<i>47</i>

CAPITULO 1

1.1 Introducción

El presente trabajo consiste en elaborar el diseño de una maquina dobladora de perfiles metálicos, tales como vigas de acero inoxidable tipo C, ángulos tipo L y platinas, con el objetivo de disminuir el esfuerzo físico por parte de los operarios y obtener mejores resultados en la industria metalmeccánica, la roladora es una herramienta muy eficiente que logra esos resultados en menos tiempo. Esta herramienta posee un sinnúmero de aplicaciones en muchas industrias tales como, automotriz, naval, soldadura, construcciones civiles y cientos de aplicaciones en grandes y medianas empresas. Gracias a la innovación, actualmente las dobladoras cuentan con sistemas computarizados que permiten una programación tipo CNC y realizan el trabajo de manera automática, requiriendo siempre la asistencia de un operario técnico, mientras que otras son controladas por el usuario.

Debido a la procedencia extranjera de estos equipos, los pequeños talleres y medianas empresas no lo pueden adquirir con facilidad, ya que su costo es elevado. Es por eso, que, mediante el diseño, elaboración de planos de construcción y selección de materiales a utilizar, se podrá estimar un costo construcción que permita a las empresas locales adquirir esta herramienta en menos precio.

Logrando así mejorar la industria metalmeccánica local, con mayor versatilidad en la fabricación, mayor precisión, eficiencia y productividad, reducción de residuos, reducción de costos laborales, mayor flexibilidad en el diseño y sobre todo ahorro de tiempo, ya que una dobladora podría acelerar significativamente el proceso de elaboración de piezas.

1.2 Descripción del problema

La industria metalmecánica está en constante crecimiento, bajo este contexto surge un desafío significativo debido a la creciente demanda de perfiles metálicos curvos. Esta necesidad, derivada de la diversificación y complejidad de proyectos en múltiples áreas, como, minería, agroindustria, manufactura, y construcciones navales, resalta la importancia de disponer de una maquinaria especializada y eficiente para el rolado de perfiles. La falta de una máquina específica para abordar esta demanda puede generar retrasos, ineficiencias y limitaciones en la capacidad de respuesta de la industria frente a proyectos que requieran perfilera curva. El hecho de que este tipo de máquinas son en su mayoría importadas implicando una significativa salida de divisas para la adquisición de maquinaria extranjera y la falta de alternativas nacionales accesibles para empresas y talleres medianos, intensifica la problemática, limitando su capacidad para satisfacer proyectos de manera eficiente y económicamente viable.

Por lo tanto, debido a esta necesidad se propone el diseño de una máquina roladora de perfiles.

1.3 Justificación del problema

La razón detrás de este proyecto es la necesidad predominante de satisfacer la creciente demanda de perfiles metálicos curvos en la industria metalúrgica, agravada por la importante dependencia de maquinaria importada para satisfacer esta demanda particular. La importancia de este problema se refleja en las desventajas de los talleres y empresas de menor escala cuando no cuentan con alternativas en el mercado nacional. El predominio de máquinas importadas no sólo impide una respuesta rápida a los proyectos locales, sino que también significa una importante salida de divisas. Los beneficios de este proyecto se ven reforzados al ofrecer a las empresas medianas y a los talleres mecánicos una opción de bajo coste para obtener una máquina roladora de perfiles metálicos de diseño local.

No sólo satisface eficazmente la demanda interna proporcionando soluciones flexibles y precisas para la formación de perfiles curvos, sino que también contribuye a la preservación de divisas al promover la autonomía económica y tecnológica de la industria metalúrgica del país. Finalmente, el proyecto tiene como objetivo fortalecer la competitividad de la industria local y a la soberanía tecnológica y económica del sector metalmeccánico mediante el desarrollo de una herramienta especializada accesible para empresas y talleres de menor escala, dándoles capacidad para responder a los desafíos actuales del mercado.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

Diseñar una roladora de perfiles estructurales para curvar perfiles estructurales de hasta 6 milímetros de espesor utilizando software de diseño mecánico y aplicando principios de ingeniería para la selección y dimensionamiento de sus componentes.

1.4.2 Objetivos específicos

- Realizar los cálculos, dimensionamientos para la selección de los diferentes elementos mecánicos fijos y móviles basados en los conocimientos de diseño y normas aplicables.
- Elaboración de los planos estructurales mediante software CAD para la futura construcción de la máquina.
- Simular la deformación de la viga a los esfuerzos sometidos por la maquina mediante software de análisis de elementos finitos.

1.5 Marco Teórico

1.5.1 Maquinas roladoras de perfiles y tubos

Las maquinas roladoras tanto de perfiles y tubos son utilizadas diariamente en la industria metalmeccánica. Las roladoras cuentan con rodillos estandarizados que permiten deformar perfiles angulares, tipo C, tipo G, platinas, perfiles circulares etc. Generalmente, toda roladora debe contar con al menos tres rodillos, dos de ellos ubicados en la parte inferior y uno en la parte superior, los rodillos de la parte inferior se encuentran conectados entre sí mediante

un sistema de transmisión de potencia que trabajan con accionamiento motorizado, mientras que el rodillo de la parte superior se desplaza de manera vertical logrando ejercer una presión en el centro de la estructura para agilizar el doblado (Knuth, 2023).

Actualmente, la industria de diseño de estas maquinas las ha perfeccionado para que puedan realizar el trabajo de forma automatica, logrando asi reducir el tiempo de operación y numero de operadores, es por eso que a continuacion vamos a presentar ciertas características de las maquinas curvadoras modernas.

1.5.2 Roladoras modernas

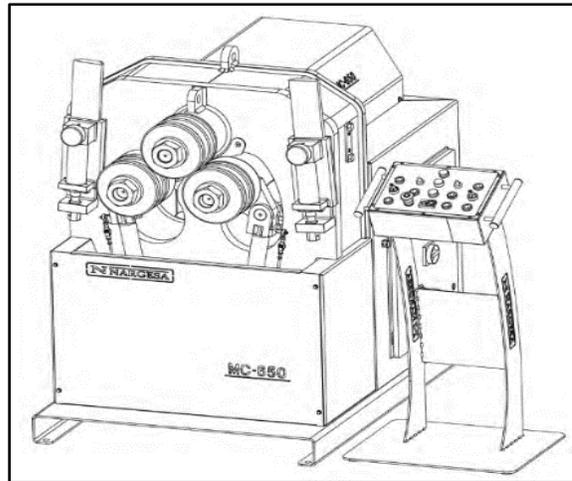
A lo largo de la historia el rolado de metales ha ido evolucionando de modo que en la actualidad se puede doblar perfiles estructurales de manera automática a través del control CNC, que permiten al usuario controlar y programar con precisión la configuración de la máquina, tanto como velocidad de rolado, ángulo de giro, desplazamiento de los rodillos, entre otros aspectos.

Otra de las características de las roladoras modernas incluye una interfaz amigable con el usuario, como es el uso de pantalla táctil, manejo por control remoto y conexiones vía bluetooth.

Las roladoras modernas vienen equipadas con sensores y sistemas de medición que contribuyen a una mayor calidad y consistencia del producto final. Partes intercambiables, eficiencia energética, mayor seguridad, rápido mantenimiento y mejoramiento en los métodos de construcción.

Figura 1

Roladora moderna marca Nargesa modelo MC650



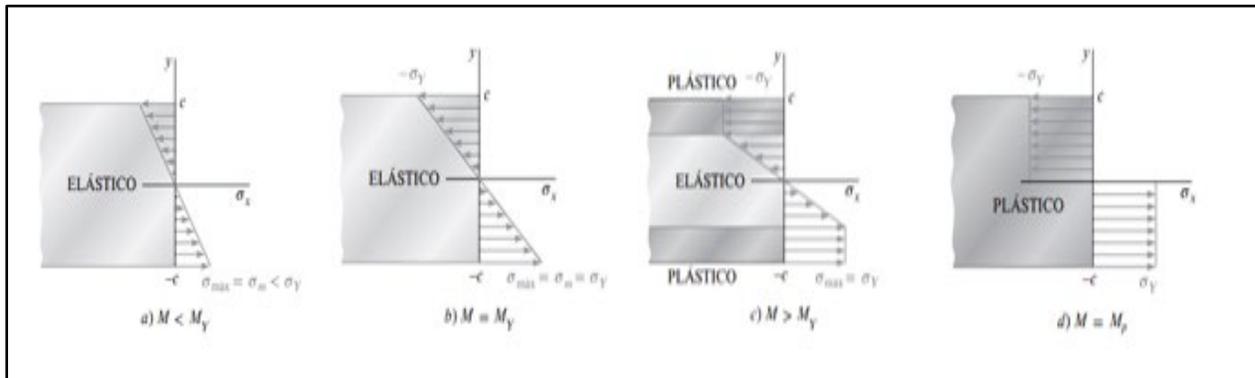
Nota, Adaptado de Manual de instrucciones de curvadora de tubos y perfiles, por Nargesa(De Garrigàs & Miquel, n.d.-d)

1.5.3 Fundamentos Físicos de los Materiales

1.5.3.1 Deformación Plástica. La ley de Hooke establece que existe una proporción lineal entre el esfuerzo y la deformación unitaria cuando a un material se somete a flexión. siempre y cuando el esfuerzo normal no exceda la resistencia a la fluencia del material esta ley es aplicable(Beer et al., 2013).

Figura 2

Diagramas de limite elástico y plástico



Nota, Adaptado de: Beer Jhonson mecánica de materiales

Si consideramos un miembro de un material elastoplástico con una sección transversal rectangular de ancho b y altura $2c$ como se muestra en la figura 2. Siempre que el esfuerzo normal no exceda la resistencia a la fluencia, la distribución de esfuerzos va a ser lineal siendo el valor del esfuerzo máximo (figura 2a)(Beer et al., 2013):

$$\sigma_m = \frac{Mc}{I} \quad (1.1)$$

Donde:

σ_m = esfuerzo máximo

M = momento flector

c = distancia de la fibra externa al eje neutro

I = momento de inercia

A medida que el momento flector aumenta, incrementa el esfuerzo normal hasta alcanzar el esfuerzo de fluencia σ_y que asocia un momento flector máximo elástico M_y (figura 2 b))

$$M_y = \frac{\sigma_y I}{c} \quad (1.2)$$

Conforme M sigue aumentando, se forman zonas plásticas en el elemento donde el esfuerzo es uniforme y de valor σ_y con el núcleo elástico entre las zonas plásticas (figura 2 c)). Las zonas plásticas se expanden y el momento llega a un límite donde la deformación es totalmente plástica en el elemento (figura 2 d)), en este punto el momento flector se lo representa como M_p o momento plástico y está relacionado con el momento flector máximo elástico(Beer et al., 2013), siendo:

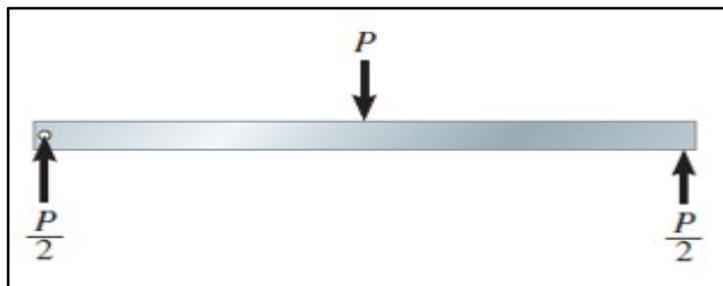
$$M_p = \frac{3}{2} M_y \quad (1.3)$$

Inicialmente se disponen los rodillos buscando la simetría en las distancias, de tal manera que una vez colocado el perfil encaje en medio de ellos para luego, desplazando los rodillos logremos curvar la barra y deformarla plásticamente y los rodillos comience a girar.

1.5.3.2 Diagrama de fuerzas. En la figura 3 se ilustran las fuerzas y reacciones a las que va a estar sometida la viga en deflexión, donde una de las fuerzas corresponde a la carga máxima aplicada que servirá para el análisis y diseño de varios componentes de nuestra máquina.

Figura 3.

Diagrama de fuerzas sobre un cuerpo



Nota, Adaptado de Mecánica de materiales (Pg 266), por R.C.Hibbeler,

1.5.3.3 Flexión. La flexión es la deformación que experimenta una viga o cualquier elemento estructural cuando es sometido a cargas externas, se manifiesta a través de la curvatura que adopta la estructura cuando soporta un peso o fuerza, logrando que una parte del material se comprima, mientras que la otra se estire.

1.5.3.4 Deflexión. La deflexión es la desviación o cambio de posición de un objeto o estructura que se encuentra bajo una carga o fuerza externa, esta acción provoca que el elemento el elemento se deforme y adopte una forma curva en respuesta a la acción externa. La deflexión se considera para analizar el comportamiento y resistencias de estructuras y materiales (HIBBELER, 2005).

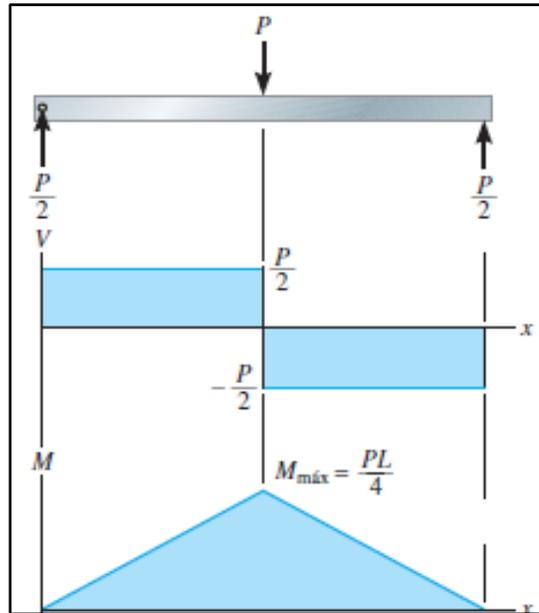
1.5.3.5 Torsión. La torsión o momento de torsión es un esfuerzo que hace girar un elemento con respecto a su eje longitudinal, el efecto de torsión es más evidente en elementos con perfiles circulares que tengan una longitud considerable, como es el caso de ejes, tubos, tornillos, etc. Para el diseño de ejes, este análisis es de interés primordial ya que estos suelen estar sometidos a torques y a momentos en varios puntos a lo largo de su longitud, de la cual se toma para análisis el punto más crítico como hombros o los cambios de sección, cuñas u orificios (HIBBELER, 2005).

1.5.3.6 Selección de Materiales. La selección de materiales de acero para la futura construcción de la máquina conlleva a considerar varios factores que garanticen la durabilidad, el rendimiento óptimo, la eficiencia y el funcionamiento de la máquina, por lo que es de vital importancia evaluar la resistencia mecánica a partir de las cargas máximas aplicadas, junto con la resistencia a la tracción, límite elástico, tenacidad, dureza entre otras propiedades de los metales a seleccionar, con el fin de obtener un factor de seguridad apropiado que garantice la larga vida de la máquina (HIBBELER, 2005).

1.5.3.7 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante. Las vigas y perfiles son barras rectas y largas que tienen una sección transversal constante, su clasificación depende del tipo de carga que puede soportar. Para el análisis de esfuerzo y momento se utiliza el apoyo entre dos extremos de la viga ya sea por medio de un pasador o un rodillo y entre estos dos apoyos actúa una fuerza puntual o en ocasiones una carga distribuida. Las vigas desarrollan un momento flexionante y un esfuerzo cortante interno debido a las cargas aplicadas, las cuales se pueden representar por medio de una representación gráfica llamada *momento y esfuerzo cortante*.

Figura 4

Diagrama de fuerza cortante y esfuerzo flexionante



Nota, Adaptado de Mecánica de materiales (Pg 266), por

R.C.Hibbeler, Pearson

1.5.3.8 Ley de los engranajes. La ley fundamental de los engranajes establece que en todos los puntos de contacto cuando dos engranajes se encuentran transmitiendo potencia, toda fuerza normal a los perfiles de los dientes siempre pasara por el centro llamado punto de paso el cual es el punto fijo sobre la línea de centro. A partir de esta definición, se deduce la razón de velocidad entre dos engranajes, la cual depende de la relación de los radios respectivos de los engranajes al punto de paso.

1.5.3.9 Designación de Perfiles de Acero. En esta sección se detallarán los principales perfiles a deformar, tales como platinas, ángulos de acero y perfiles tipo C.

1.5.3.9.1 Platinas. Las platinas de calidad ASTM A36, es un producto de acero laminado en caliente con sección transversal rectangular y superficies lisas. Su denominación está dada por la siguiente abreviatura: PLAT A36.

Normas técnicas:

Propiedades mecánicas: ASTM A36/A36 y NTP 350.400

Tolerancias Dimensionales: ASTM A6/A6M y NTP 241.105

Tabla 1

Características técnicas de las platinas

Propiedades Mecánicas		Composición química	
Límite de fluencia	250Mpa	Norma	ASTM A36/A36M
Resistencia a la tracción	450 – 500Mpa	%C Max	0.26
Alargamiento en 200mm	1/8" y 3/16"	15.0% mínimo	%Si Max 0.4
	1/4"	17.5% mínimo	
	5/16", 3/8", 5/8", 3/4" y 1"	20.0% mínimo	
Doblado a 180°C	Bueno	%P Max	0.04
Soldabilidad	Buena	%S Max	0.05

Obtenido de: Haga clic o pulse aquí para escribir texto.

1.5.3.9.2 Ángulos. Los ángulos estructurales de calidad ASTM A36, es un producto de acero laminado en caliente cuya sección transversal está formada por dos alas de igual longitud, en ángulo recto. Su denominación está dada por la siguiente abreviatura: LA36.

Normas Técnicas

Propiedades mecánicas: ASTM A36 / A36M y NTP 350 400

Sistema Ingles: ASTM A6 / A6M y NTP 241.105

Sistema métrico: ISO 657 / V y NTP 241.105

Tabla 2

Características técnicas de los ángulos

Propiedades Mecánicas			Composición química	
Límite de fluencia	250Mpa		Norma	ASTM A36/A36M
Resistencia a la tracción	450 – 500Mpa		%C Max	0.26
Alargamiento en 200mm	1/8" y 3/32", 4.5mm y 3/16"	15.0% mínimo	%Si Max	0.4
	6.0 mm	17.0% mínimo		
	1/4"	17.5% mínimo		
	5/16", 3/8", 1/2"	20.0% mínimo		
		%P Max	0.04	
Soldabilidad	Buena		%S Max	0.05

Obtenido de: (*Ángulos Estructurales CALIDAD: ASTM A36 *Imágenes Referenciales, n.d.*)

1.5.3.9.3 Canales U. Los canales de calidad ASTM A36, son productos laminados en caliente con sección en forma de U.

Normas Técnicas

Composición Química y Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36M, ASTM72 / A572M, NTP 350.400 y NTP 320.407

Tolerancia Dimensional: ASTM A36 / A6M y NTP 241.105.

Tabla 3*Características técnicas de los canales U*

Propiedades Mecánicas		Composición química	
Según ASTM A36		%C Max	0.23
Límite de fluencia	250Mpa	%Mn Max	1.35
Resistencia a la tracción	450 – 500Mpa	%Si Max	0.40
Alargamiento en 200mm	20.0% mínimo	%P Max	0.04
Según ASTM A36/A572 (DUAL)		%S Max	0.05
Límite de fluencia	345 MPa	Tipo 1 % Nb	0.005 – 0.050
Resistencia a la tracción	450 – 550 MPa	Tipo 2%V	0.01 – 0.15
Alargamiento en 200mm	20.0% mínimo		

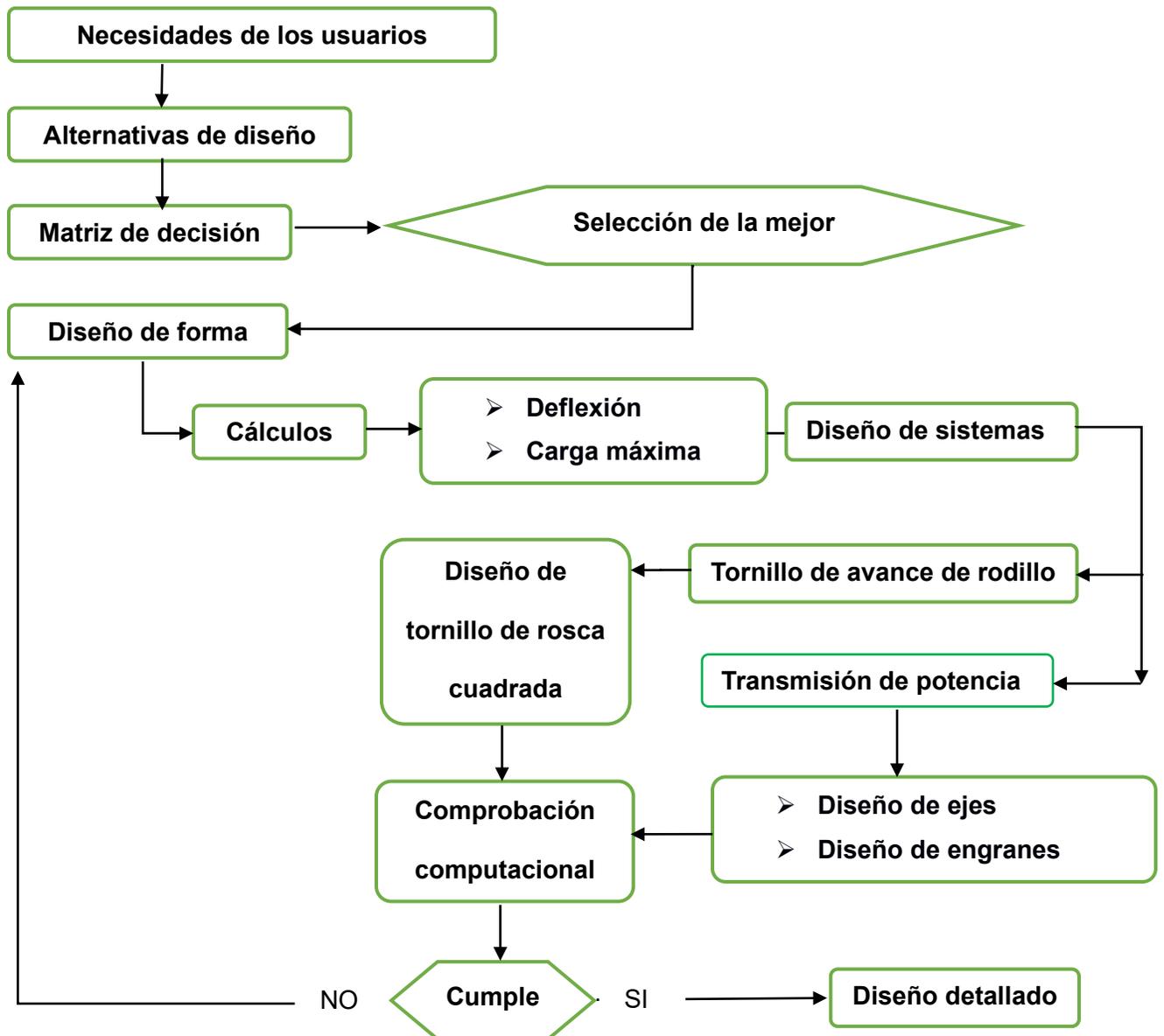
Obtenido de: (*Canales U CALIDAD: ASTM A36 CALIDAD: ASTM A36/A572-G50, n.d.*)

Nota: el acero de grado A36 generalmente presenta un módulo de elasticidad $E = 200\text{GPa}$ y una dureza Brinell entre 119 – 162 HBW

CAPITULO 2

2.1 Metodología del Diseño

Con el fin de mostrar de manera clara y ordenada el proceso a seguir para lograr el objetivo del proyecto, se elaboró el diagrama metodológico con las diferentes fases para el proceso de diseño y selección de materiales.



Uno de los principales motivos por lo que conviene diseñar y construir una maquina dobladora de perfiles, se debe a que su costo es muy elevado para adquirirlo por exportación, además, se puede tomar la iniciativa diseñando máquinas que permita doblar perfiles livianos que requieran poco esfuerzo, así como los materiales más dúctiles, de esta forma el producto se puede comercializar en el mercado local, teniendo como principales clientes a los talleres o medianas empresas metalmecánicas que les sea de mucha utilidad adquirir el producto.

2.2 Diseño conceptual

2.2.1 Requerimientos de diseño

A continuación, se presentaron los requerimientos del diseño

Tabla 4

Requerimientos de diseño

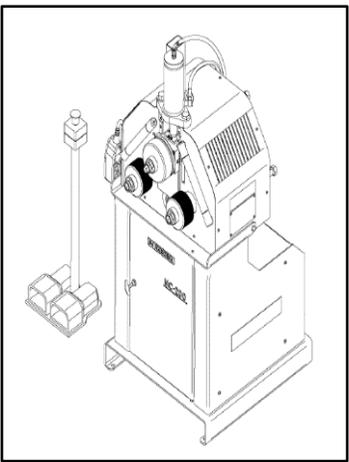
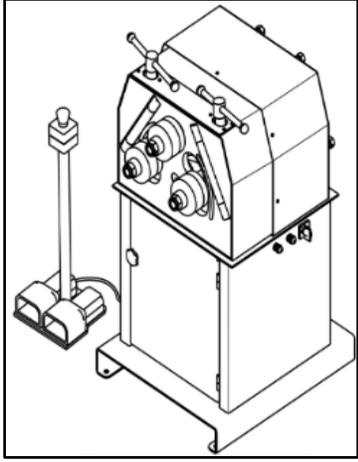
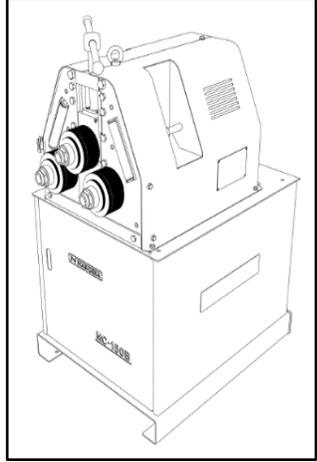
Requerimientos	Especificaciones
Producto	Perfil completamente doblado con un radio mínimo de 200mm
Materiales Normalizados	Adquisición de rodamientos y otras partes estándares dentro del mercado local
Transportación	Fácil de trasladar de un lugar a otro
Costo	Diseño, planos, lista de partes y Adquisiciones para construcción.
Capacidad	Se requiere que la maquina tenga la capacidad de doblar platinas, ángulos y canales C de hasta 6mm de espesor.

2.3 Alternativas de diseño

Para el proceso de diseño, se seleccionó la mejor alternativa a partir de las roladoras comerciales de marca Nargesa que existen en el mercado y cuentan con iguales características a las deseadas por el usuario, tal como se muestra en la tabla 5.

Tabla 5

Alternativas de solución

Alternativas de solución			
Características	Tipos de roladoras		
	Hidráulica con un eje	mecánica con 2 ejes	mecánica de 1 eje
Tipo	Curvadora	Curvadora	Curvadora
Transmisión	mediante piñones	mediante piñones	mediante piñones
Material de eje	acero templado	acero templado	acero templado
Regulación	pistón hidráulico	Tornillo de potencia	Tornillo de potencia
Distancia entre ejes inferiores	286mm	250mm	286mm
Potencia de motor	1.85kW/2.5CV	1.1KW/1.5CV	0.75Kw/1 CV
Diámetro de los ejes	40mm	40mm	40mm
Longitud útil de ejes	74mm	80mm	74mm
Velocidad	6 rpm	7 rpm	7rpm
Ilustración			
	(De Garrigàs & Miquel, n.d.-a)	(De Garrigàs & Miquel, n.d.-c)	(De Garrigàs & Miquel, n.d.-b)

Nota: Adaptado de Manual de instrucciones de curvadora de tubos y perfiles, por Nargesa

2.4 Criterios de diseño

Tabla 6

Criterios de diseño

Criterios	Porcentaje %
Costo	35
Facilidad de curvado/de operar	15
Facilidad de diseño	15
Facilidad de mantenimiento	20
Sistema de transmisión de potencia/Productividad	15

2.5 Matriz de decisión

A continuación, se muestra la matriz de decisión con respecto al número de ejes motrices y al tipo de roladora junto con sus criterios de selección, que van del 1 al 10, siendo 1 el valor menos favorable y el 10 el valor más favorable, multiplicadas por el peso de cada criterio.

Tabla 7

Matriz de decisión para el numero de ejes móviles

		Criterios					Puntaje promedio
		Costo	Facilidad de curvado	Facilidad de diseño	Facilidad de mantenimiento	Sistema de transmisión de potencia	
		Peso de los criterios					
Nº de ejes		35%	15%	15%	20%	15%	100%
1	Nota	8	5	8	6	8	
	Puntaje	2.8	0.75	1.2	1.2	1.2	7.15
2	Nota	8	7	7	6	8	
	Puntaje	2.8	1.05	1.05	1.2	1.2	7.3
3	Nota	5	9	5	4	5	
	Puntaje	1.75	1.35	0.75	0.8	0.75	5.4

Tabla 8*Matriz de decisión para la selección del tipo de roladora*

		Criterios					Puntaje promedio
		Costo	Facilidad de operar	Facilidad de diseño	Facilidad de mantenimiento	Productividad	
Tipo de roladora		Peso de los criterios					
		35%	15%	15%	20%	15%	100%
Mecánica	Nota	8	7	8	8	7	
	Puntaje	2.8	1.05	1.2	1.6	1.05	7.7
Hidráulica	Nota	5	8	5	5	8	
	Puntaje	1.75	1.2	0.75	1	1.2	5.9
Neumática	Nota	6	8	5	4	6	
	Puntaje	2.1	1.2	0.75	0.8	0.9	5.75

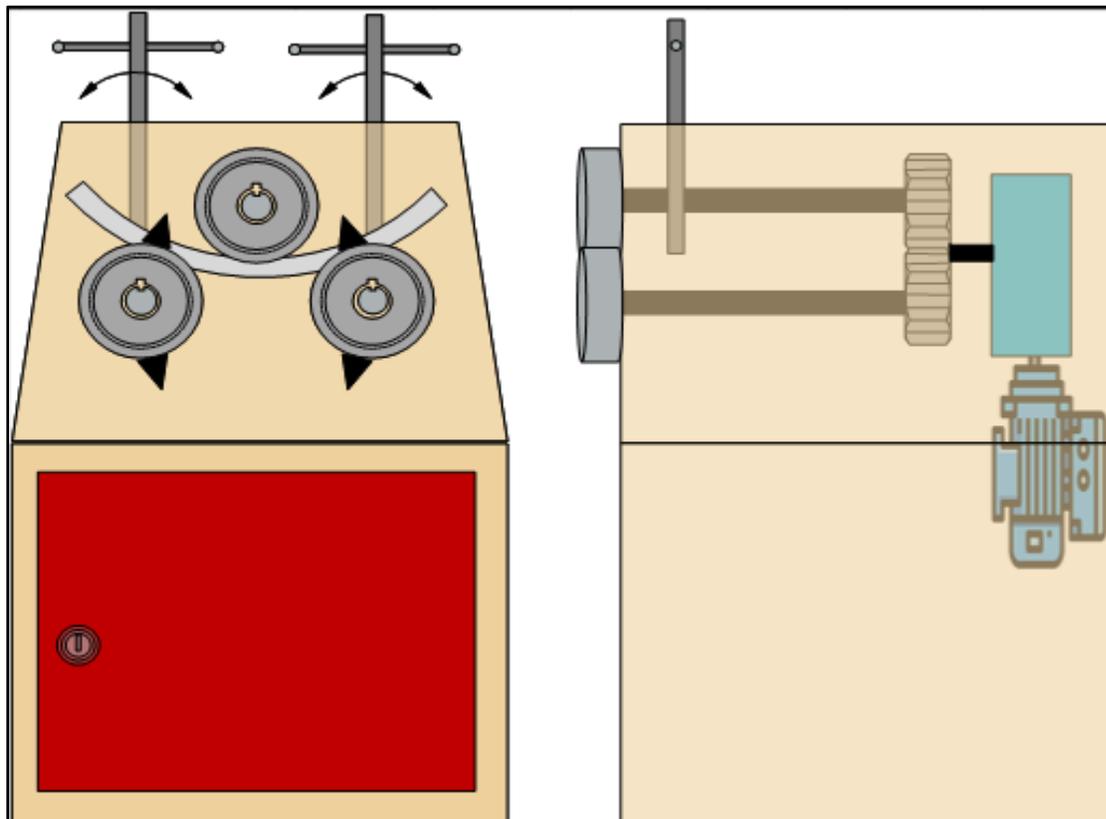
Conforme el resultado de cada matriz de decisión, se obtuvo una mayor calificación a la dobladora mecánica de 2 ejes con capacidad de desplazamiento.

2.6 Diseño de forma

Nuestro diseño de forma consiste en la ilustración de la vista frontal y lateral de la disposición de los elementos que conforman la máquina, como se observa en la figura 5. La vista frontal muestra que, bajo el principio de flexión, mediante el desplazamiento de los rodillos laterales por los tornillos de potencia se logra curvar el perfil metálico. La vista lateral muestra un motor reductor conectado a un sistema de engranes que se acoplan a un extremo de los ejes y del otro extremo los rodillos, este es el recorrido en el que viajara la potencia para que los rodillos giren.

Figura 5

Diseño de forma de la maquina roladora de perfiles



2.7 Diseño detallado

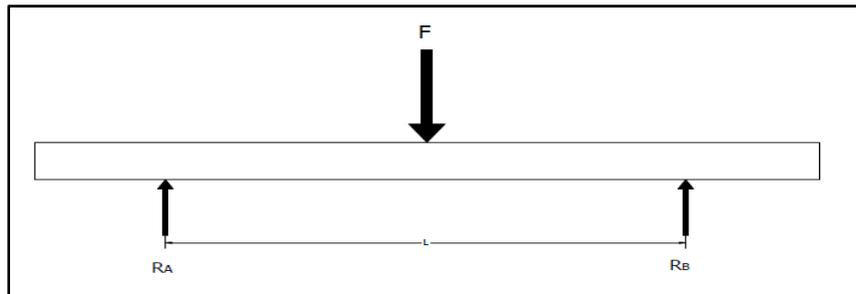
En esta sección, se elaboró el diseño detallado de cada uno de los componentes principales de la máquina, se partió del análisis de los diferentes perfiles a doblar y se obtuvo la carga necesaria para lograr la curvatura. A partir de esta carga se diseñaron y seleccionaron los elementos de la máquina, hallando los valores de los diferentes tipos de esfuerzos a los que estarían sometidos los elementos más críticos tales como los engranes y ejes de los rodillos, usando los diferentes principios y normas del diseño mecánico.

2.7.1 Análisis de cargas

Se pudo modelar las expresiones matemáticas para una viga de longitud L simplemente apoyada en los extremos con una carga puntual en el centro, ilustradas en la figura 6.

Figura 6

Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre la viga



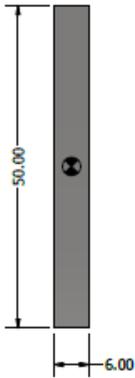
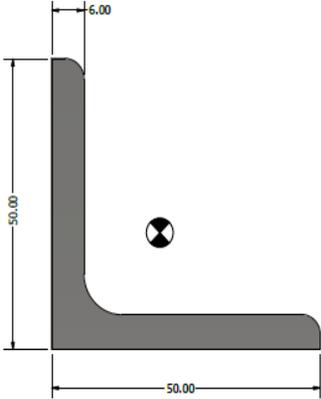
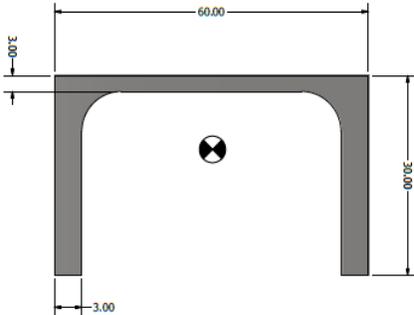
A partir del diagrama de cuerpo libre de la figura 6, se dedujo la ecuación 2.1 para el cálculo de la fuerza mínima para deformar plásticamente cada perfil, los resultados se muestran en la tabla 11

$$F = \frac{6 \cdot \sigma_y \cdot I}{c \cdot L} \quad (2.1)$$

2.7.2 Perfiles por curvar

Para el cálculo correcto de la carga aplicada se seleccionaron los perfiles de mayor sección transversal según su tipo, teniendo en cuenta de igual manera la disposición de los rodillos en la maquina y la longitud útil de los ejes. Los perfiles se seleccionaron del catálogo comercial de IMPORT ACEROS cuyas características técnicas y propiedades mecánicas se encuentran ubicadas en la sección 1.5.3.9 correspondiente a la designación de perfiles de acero. Los nombres comerciales y dimensiones se encuentran en la tabla 10.

Tabla 9*Tipo de perfiles con la mayor sección transversal a curvar*

Perfiles		
Platina	Angulo "L"	Canal U
PLT 50X6	AL 50X6	C 60x36x3
		

2.7.4 Deflexión de vigas

Se aplico la ecuación de la deflexión de una viga con apoyo en los extremos y carga en el centro, dada por la siguiente expresión:

$$v = -\frac{1}{48} \frac{FL^3}{EI} \quad (2.2)$$

Donde:

F : Carga puntual centrada [N]

L : Longitud de la viga [m]

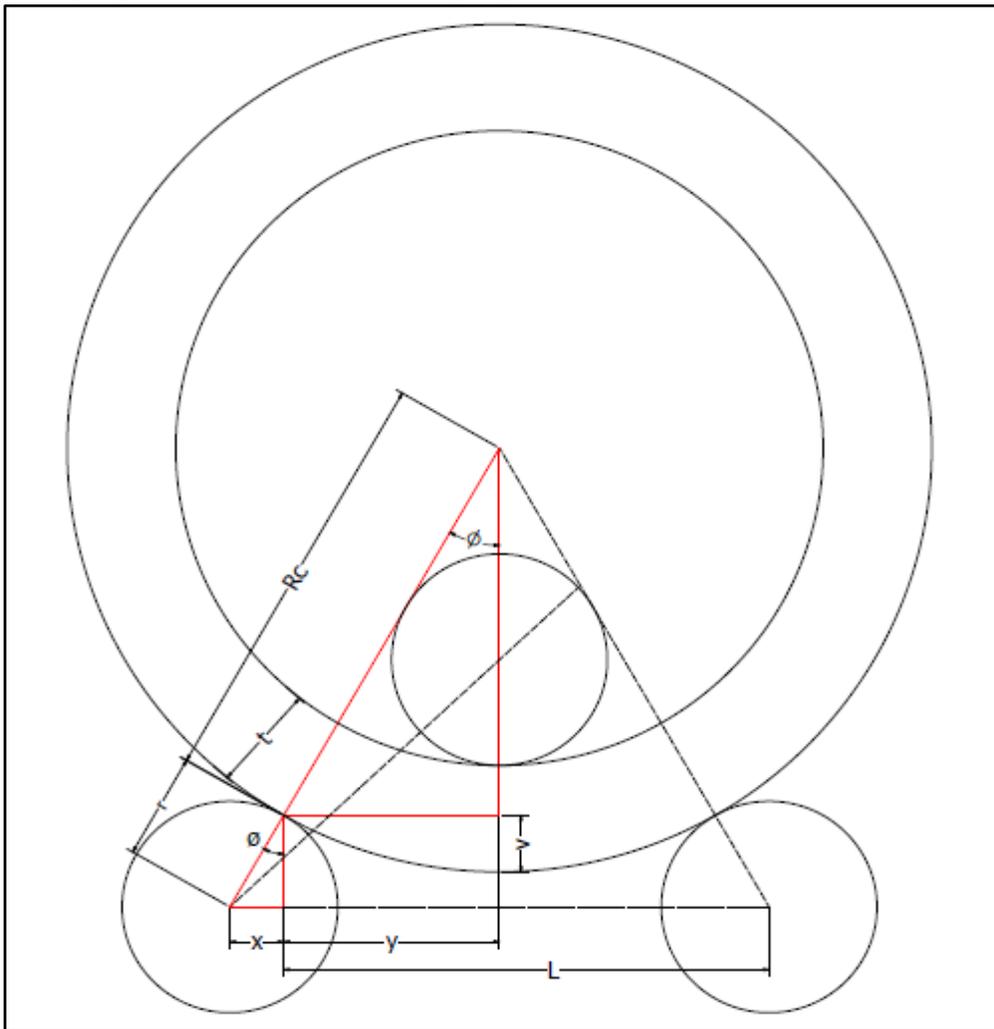
E : Modulo de elasticidad [Pa]

I : Inercia [m^4]

A partir del siguiente arreglo geométrico, se dedujo la expresión para el radio de curvatura que comprende el radio interno más el espesor de la viga y la distancia horizontal y que comprende entre el punto de contacto de la viga con el rodillo inferior y el centro medio del rodillo superior, tal como se muestra en la figura 7

Figura 7

Arreglo geométrico de los rodillos y vigas en deflexión



Obtenido de: (IZA BYRON, 2007)

Distancia del punto de apoyo de la viga con el rodillo inferior hacia el eje medio

$$y = \frac{R_c * L}{2(R_c + r)} \quad (2.3)$$

Radio de curvatura del perfil

$$R_c = \frac{v^2 + y^2}{2v} \quad (2.4)$$

Angulo formado por el radio de curvatura y el eje medio

$$\phi = \arcsin\left(\frac{y}{R_c}\right) \quad (2.5)$$

Donde

v : Deflexión de la viga [mm]

r : Radio de los rodillos inferiores [mm]

L : Longitud de la viga [mm]

El conjunto de ecuaciones comprendidas desde la 2.3 a la 2.5, sirvieron para determinar el número de pasadas necesarias hasta obtener el radio de curvatura mínimo de 200mm o el diámetro primitivo de 400mm para los diferentes perfiles estructurales. Los resultados se encuentran en la sección 3.3.

2.7.4 Diseño de Engranés

Basados en el diseño de forma de lo que sería el sistema de engranes, la maquina es de arrastre a los 3 rodillos, esto quiere decir que los 3 rodillos están conectados al sistema de

transmisión de potencia, los engranes 1, 2 y 3 mostrados en la figura 8, corresponden a los de los rodillos giratorios, los cuales deben operar a una velocidad de entre 7 a 10 rpm, el engrane 5 es el central que reenvía los engranes 2 y 3 para que giren a la misma velocidad pero en sentido contrario que el engrane 1 y el engrane 4 corresponde al eje piñón que irá conectado al motorreductor. Basándonos en un sistema ya existente de curvadoras de la marca Nargesa y su manual de instrucciones, teniendo en cuenta la ubicación, el diámetro de los rodillos que es de 130 mm, espacio disponible y velocidad angular que se requiere en los rodillos. Asignamos a los engranes 1, 2 y 3 un número de dientes de $N_d = 30$, con esto el módulo que correspondió para el diámetro primitivo más óptimo según los criterios fue 3.5 dando un diámetro primitivo de $D_p = 105$. En consecuencia, se asignan el número de dientes y diámetros primitivos para los engranes 4 y 5. En base a estos parámetros se desarrolló el diseño de los engranes bajo las cargas que soportarían basándonos en las directrices de la norma ANSI/AGMA. (Norton, 2011)

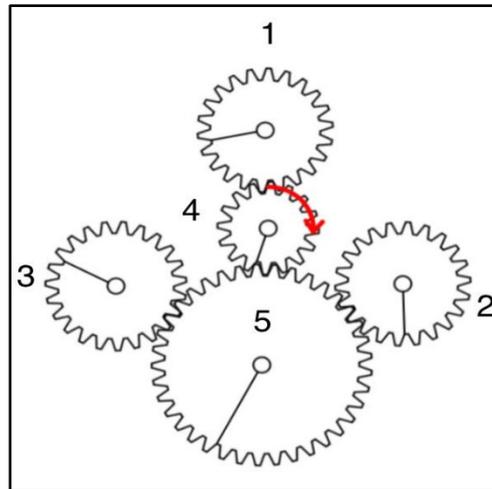
Tabla 10

Parámetros de engranes

Engrane	Modulo M	Numero de dientes N_d	Diámetro primitivo D_p [mm]
1, 2, 3		30	105
4	3.5	15	52.5
5		45	157.5

Figura 8

Diseño de forma del sistema de engranes



A partir de la ecuación 2.6 a la 2.11 mostradas a continuación, se determinaron los diferentes parámetros geométricos del sistema de engranes, ubicados en la tabla 13 de la sección de resultados

Modulo

$$M = \frac{D_P}{N_d} \quad (2.6)$$

Donde

D_P : Diámetro primitivo

N_d : Numero de dientes

Paso normalizado

$$P_c = \pi \cdot M \quad (2.7)$$

Altura del pie del diente

$$P_d = 1.25 \cdot M \quad (2.8)$$

Espesor del diente

$$S = \pi \cdot M \cdot \left(\frac{19}{40}\right) \quad (2.9)$$

Angulo de espesor

$$\vartheta = \frac{180 \cdot M \cdot \left(\frac{19}{40}\right)}{\frac{D_p}{2}} \quad (2.10)$$

Relación de velocidad para los engranes

$$N_3 \mathcal{W}_3 = N_5 \mathcal{W}_5 \quad (2.11)$$

Donde:

N_3 : Numero de dientes de un engrane

\mathcal{W}_3 : Velocidad angular

2.7.5 Cargas Sobre Los Engranes

En esta sección se analizó las cargas que van a soportar los engranes durante el tiempo de operación y se determinaron los esfuerzos máximos de flexión y de superficie, además de la resistencia corregida a la fatiga, y el factor de seguridad del sistema de engranes.

Esfuerzo de flexión

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a \cdot K_m}{K_V} K_s K_a K_I \quad (2.12)$$

Donde:

W_t : Carga tangencial en los engranes rectos [N]

F : Factor de ancho de cara [mm]

m : Modulo del engrane [mm]

K_a : Factor de impacto

K_m : Factor de distribución

K_s : Factor de tamaño

J : Factor geométrico

K_V : Factor Dinámico

Esfuerzos superficiales a partir de la ecuación de Buckingham

$$\sigma_{pg} = C_p \sqrt{\frac{W_t}{FId_p} \frac{C_a \cdot C_m}{C_V} C_s C_f} \quad (2.13)$$

C_p : Factor geométrico elástico

I : Factor geométrico superficial

Resistencia corregida de fatiga superficial

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{K_T K_R} S_{fc}' \quad (2.14)$$

Donde:

S_{fc}' : Resistencia a la fatiga por flexión [MPa]

C_L : Factor de vida

K_R : Factor de confiabilidad

Factores de seguridad

$$N_C = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{pg}} \right)^2 \quad (2.15)$$

2.7.6 Diseño de Ejes

Se elaboro el diseño del eje de transmisión de potencia a partir de la carga máxima aplicada en el punto de apoyo de los rodillos (*ver apéndice A, figura A15 y A16*), se aplicaron las ecuaciones 2.16 a la 2.22 y se determinó el diámetro mínimo y material apropiado (*ver tabla 16*)

Diámetro del eje

$$D = \left(\frac{16n}{\pi} \left(\frac{2K_f M_A}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_A)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right)^{1/3} \quad (2.16)$$

M_A : Momento máximo en el concentrador de esfuerzos más critico [Nm]

T_A : Torque máximo [Nm]

S_{ut} : Resistencia ultima a la tensión [Pa]

S_e : Limite de resistencia a la fatiga [Pa]

K_f, K_{fs} : Esfuerzos por varios efectos

n: Factor de seguridad (estimado cálculo inicial)

Límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot K_f \cdot 0.5S_{ut} \quad (2.17)$$

Donde:

k_a : Factor de superficie

k_b : Factor de tamaño

k_c : Factor de carga

k_d : Factor de temperatura

k_e : Factor de confiabilidad

Esfuerzo debido a la flexión

$$\sigma_a' = \frac{32K_f M_A}{\pi d^3} \quad (2.18)$$

Esfuerzo debido a la torsión

$$\sigma_m' = \sqrt{3}(16) \frac{K_{fs} T_A}{\pi d^3} \quad (2.19)$$

Factor de seguridad usando el criterio de Von Mises

$$n = \left(\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \right)^{-1} \quad (2.20)$$

Calculamos el esfuerzo máximo

$$\sigma_{max}' = (\sigma_a'^2 + \sigma_m'^2)^{1/2} \quad (2.21)$$

Factor de seguridad de resistencia a la fluencia

$$n_y = \frac{s_y}{\sigma_{max}'} \quad (2.22)$$

Donde:

s_y : Resistencia a la fluencia [MPa]

2.7.7 Diseño de Torillo de Potencia

A partir de la ecuación 2.23 y 2.24 se obtuvo el torque y la fuerza tangencial necesaria para elevar la carga posicionada en los rodillos laterales, los resultados del diseño y selección de materiales para el tornillo de potencia se encuentran en la tabla 16.

Torque necesario para elevar la carga P

$$T = \frac{P}{2} \cdot \frac{d_p}{2} \left(\frac{\mu \pi d_p + L}{\pi d_p - \mu L} \right) + \mu_c \frac{P}{2} \cdot \frac{d_c}{2} \quad (2.23)$$

Donde:

P : Carga a elevar [N]

d_p : Diámetro medio del collarín de empuje [mm]

μ : Coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca

L : Avance [mm]

d_c : Diámetro medio del collarín de empuje [mm]

μ_c : Coeficiente de fricción en el cojinete de empuje

Fuerza tangencial en la maneta del tornillo

$$F_M = \frac{T}{l} \quad (2.24)$$

Donde:

l : Longitud de la manera [m]

2.7.8 Diseño de Eje de Engrane Piñón

Se determino el diámetro apropiado para el eje del engrane piñón a partir de las ecuaciones 2.16 a la 2.22, considerando que ahora el eje presenta dos secciones criticas diferentes de concentradores de esfuerzos, como un cambio de sección de diámetro u hombro y la cuña ubicada al final del eje, siendo la cuña la sección más crítica.

2.7.9 Diseño de Rodillo

A partir del esfuerzo máximo, se determinó el material apropiado para los rodillos móviles, el conjunto de rodillos se ilustra en la figura 14 (*ver planos, Apéndice D*). Los rodillos es el punto de apoyo principal de la viga en deflexión, los cuales soportan la carga de 50kN en una misma dirección y un esfuerzo de torsión debido a la fuerza de fricción en posición tangencial. Por lo que a partir de diagrama de cortante y el torque máximo se determinó el esfuerzo de flexión y de torsión, y se seleccionó un material que presente el esfuerzo de fluencia apropiado para su maquinado (*ver cálculos en apéndice A*).

2.7.10 Selección de Rodamientos

En esta sección se determinó el tipo de rodamiento apropiado para soportar altas cargas radiales, en este caso la carga máxima resultó de $79kN$ y no existieron cargas axiales. A partir de la ecuación 2.25 a la 2.29 se seleccionó la vida útil de los rodamientos en millones de revoluciones.

Carga equivalente

$$P = XF_R \quad (2.25)$$

Donde:

F_R : Fuerza Radial [N]

X : Factor de carga radial

Factor de velocidad

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{3/10} \quad (2.26)$$

Donde:

n : Velocidad angular [rpm]

Factor de vida

$$f_h = f_n \frac{C}{P} \quad (2.27)$$

Donde:

C : Carga Dinámica [kN]

Vida nominal

$$L_{10h} = 500f_h^{10/3} \quad (2.28)$$

Vida útil en millones de revoluciones

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6 \quad (2.29)$$

2.7.11 Selección de Chavetas

Se seleccionó el tipo de chavetas a partir del esfuerzo cortante máximo, se analizaron los esfuerzos a los que estuvo sometida a partir de la ecuación 2.30 a la 2.32. (ver cálculos, apéndice A).

Esfuerzo cortante medio y alternante

$$\tau_m, \tau_a = \frac{F_m}{A_{cortante}} \quad (2.30)$$

F_m : Fuerza media

Esfuerzo de Von Mises de la chaveta que está sometida solo a cortante

$$\sigma_a', \sigma_m' = \sqrt{3(\tau_{a,m})^2} \quad (2.31)$$

Esfuerzo máximo de contacto sobre la chaveta

$$\sigma_{\max} = \frac{F_a + F_m}{A_{\text{contacto}}} \quad (2.32)$$

F_a : Fuerza alternante

2.7.12 Selección de Motor Reductor

En esta sección se seleccionó el motor reductor que se adapte a los requerimientos de la máquina. La velocidad de entrada al eje piñón principal y el torque necesario para dar

funcionamiento al sistema fueron de 14rpm y 189Nm respectivamente (ver cálculos en Apéndice A, selección en sección 3.11)

2.7.13 Selección de Motor

La potencia solicitada por la maquina se obtuvo a partir de la ecuación 2.33 que depende de la velocidad de giro del eje piñón principal y de la velocidad angular.

$$P_{motor} = T_{motor} \cdot \omega_{motor} \quad (2.33)$$

Donde

P_{motor} : Potencia nominal del motor

T_{motor} : Torque generado por el motor

ω_{motor} : Velocidad angular del motor

CAPITULO 3

3.1 Resultados y Análisis

Luego de la metodología aplicada en la sección 2.1, se obtuvieron los resultados de cada diseño y selección de los componentes más críticos de la maquina curvadora, los cuales se muestra en las siguientes secciones.

3.2 Resultados de la Carga Aplicada

Tabla 11

Resultados de la carga aplicada para los diferentes perfiles

Perfil	Carga aplicada [N]
Platina (PLT 50X6)	15000
Angulo "L" (AL 50X6)	22342
Canal U (C 60x36x3)	8177

Los cálculos de la carga aplicada a los perfiles para curvarlos según la ecuación 2.1 muestran que el ángulo "L" (AL 50X6) será el perfil más demandante para curvar, con una carga aproximada de 22 KN; esta carga nos garantiza que el perfil se deformará plásticamente y no retomará su forma original, una vez el perfil se deforma plásticamente no se necesita aumentar tanto la carga para seguir curvándolo más.

Para ser conservadores y garantizar la resistencia de los elementos y evitar situaciones inesperadas de sobrecarga en la operación, tomamos la carga aplicada como 50 KN, que es un poco más del doble según los cálculos; es en base a esta carga se diseñaron los principales componentes de la máquina.

3.3 Resultado de la Deflexión y Radio de Curvatura para los diferentes perfiles

A partir de la ecuación 2.2 se obtuvo la deflexión de las vigas para diferentes cargas, donde se tomó como referencia para el diseño la fuerza máxima de 50KN ya mencionada en la sección 3.2 y se detallan los resultados en la tabla 13. (ver cálculos en apéndice A).

Tabla 12

Deflexión de las vigas para diferentes magnitudes de cargas aplicadas

N°	Fuerza aplicada [N]	Platina Deflexión [mm]	Angulo L Deflexión [mm]	Canal C Deflexión [mm]
1	10000	0.4294	0.2126	0.96983
2	20000	0.8588	0.4252	1.93966
3	30000	1.2882	0.6378	2.90948
4	40000	1.7176	0.8504	3.87931
5	50000	2.1469	1.0630	4.84914

A Partir de la ecuación de la ecuación 2.3, 2.4 y 2.5, se obtuvo la distancia y y el radio de curvatura R_c para todos los perfiles en función del número de pasadas

Tabla 13

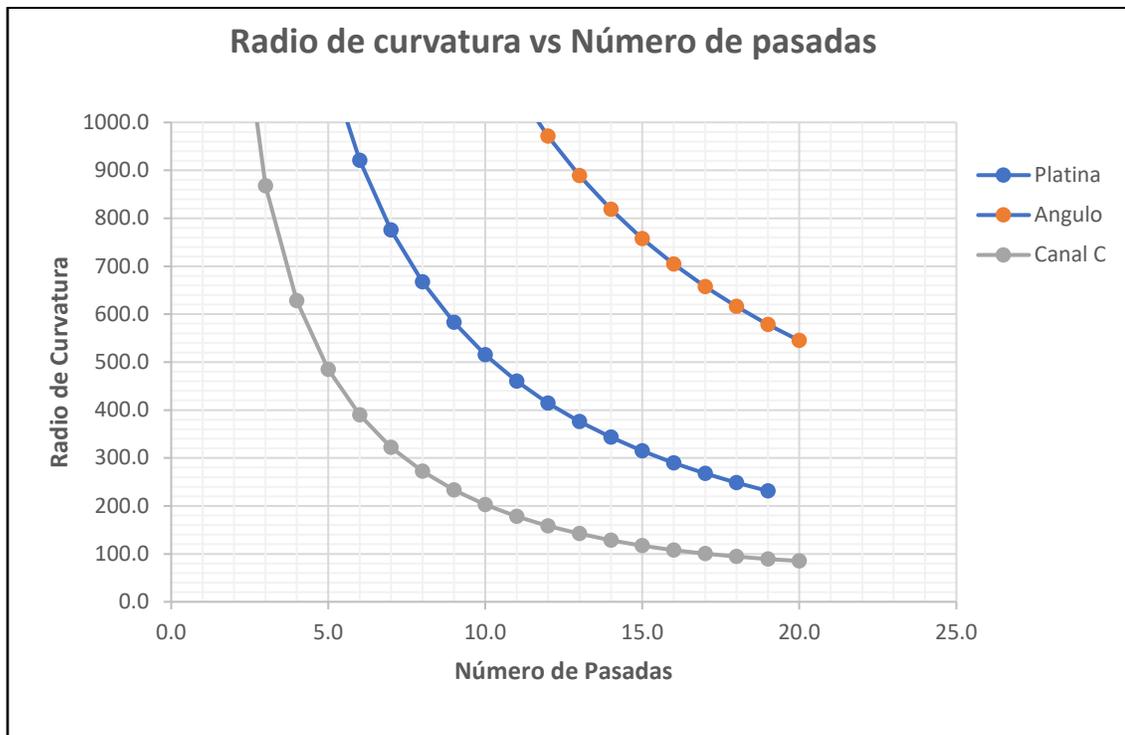
Distancia y y radios de curvatura para los diferentes perfiles

Número de pasadas	Platina		Angulo L		Canal C	
	Distancia y [mm]	Radio de curvatura [mm]	Distancia y [mm]	Radio de curvatura [mm]	Distancia y [mm]	Radio de curvatura [mm]
1	147.4	8345.8	149.1	18118.1	148.2	3918.8
5	120.8	1123.4	123.0	2465.6	115.8	484.7
9	116.3	582.8	121.0	1326.6	105.6	233.4
14	110.3	343.0	118.3	818.7	92.4	128.4
18	105.3	248.4	116.2	615.9	83.4	94.2
20	102.77	215.8	115.1	545.0	80.1	85.2

El comportamiento del radio de curvatura en función del número de pasadas para cada perfil se ilustró en la figura 9, donde se evidencia gráficamente la reducción del radio de curvatura de cada perfil mientras incrementa el número de pasadas, de los cuales el más demandante fue el ángulo AL50X6, ya que al tener alas de mayor espesor en comparación con el canal C la maquina requiere de mayor esfuerzo para realizar el curvado.

Figura 9

Radio de curvatura vs el número de pasadas para cada perfil



A partir de la carga máxima seleccionada de 50KN, se elaboró el diseño detallado de los principales componentes de la maquina como se muestran a continuación:

3.4 Resultados del Diseño de Engranés

A partir del conjunto de ecuaciones para el dimensionamiento geométrico de los engranes del sistema establecidas en la sección 2.7.4, se obtuvo como resultado del diseño los diferentes parámetros mostrados en la tabla 13, el conjunto de engranes del sistema se ilustran en la figura 10 y el tipo de material seleccionado fue el acero AISI 4340 debido a su alta resistencia a la fluencia y su alta dureza tal como se ilustra en la figura A13 (*ver apéndice A*), las dimensiones de cada engrane se ilustran en la figura D3 (*ver apéndice D, planos de construcción*).

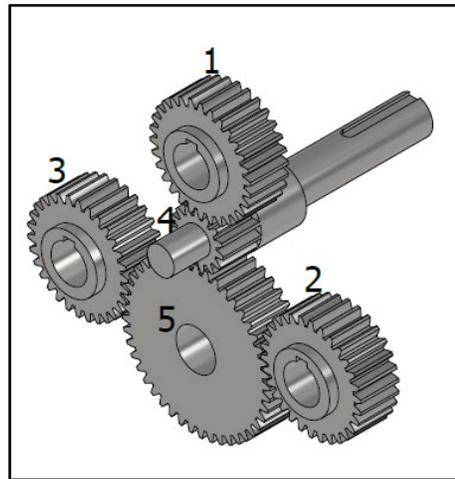
Tabla 14

Resultado de algunos parámetros de los diferentes engranes del sistema

Simbología	Parámetros	Numero de engrane		
		1,2 y 3	4	5
N_d	Numero de dientes	30	15	45
M	Modulo M [mm]	3.5	3.5	3.5
	Paso [mm]	10.995	10.995	10.995
P	Paso normalizado [mm]	10.995	10.995	10.995
D_p	Diámetro primitivo [mm]	105	52.5	157.5
H_C	Altura de cabeza [mm]	3.5	3.5	3.5
H_P	Altura de pie [mm]	4.375	4.375	4.375
D_C	Diámetro de cabeza [mm]	112	59.5	164.5
D_P	Diámetro de pie [mm]	96.25	43.75	148.75
S	Espesor [mm]	5.221	5.221	5.221
AS	Angulo de espesor [°]	5.7	11.4	3.8
\mathcal{W}	Velocidad angular [rpm]	7	14	4.667
F	Factor de ancho de cara [mm]	42	42	42

Figura 10

Modelado 3D del sistema de engranes y eje piñón



3.5 Resultado Del Diseño Del Eje de Transmisión de Potencia

Como resultado del diseño del eje en la sección 2.7.6 y mediante la ecuación 2.16, se obtuvo el diámetro apropiado cuyas dimensiones se muestran en la tabla 16. Además, el material seleccionado fue el acero AISI 4340 seleccionado de la tabla A13. (*Ver planos de construcción, Apéndice D*)

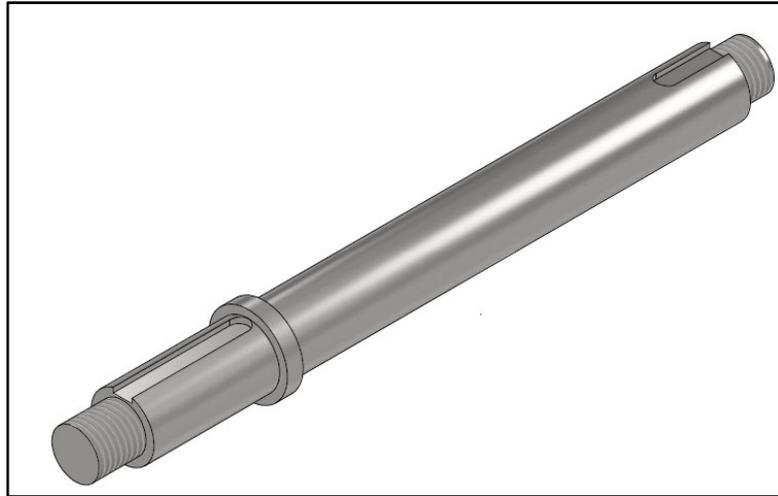
Tabla 15

Resultado de las dimensiones del eje de transmisión de potencia

Simbología	Parámetros	Valor
L	Longitud del eje [mm]	380
d	Diámetro del eje [mm]	40
d_R	Diámetro de zona roscada [mm]	30
l_R	Longitud de rosca [mm]	40

Figura 11

Modelado 3D del eje de transmisión de potencia



3.6 Resultado Del Diseño Del Tornillo de Transmisión de Potencia

Los resultados del diseño del tornillo de potencia se muestran en la tabla 17, los parámetros iniciales y dimensiones se indican en la figura A25 y las ecuaciones asignadas en la sección 2.7.7. El tipo de material seleccionado fue el acero AISI 4340 (*ver figura D5, Apéndice D, planos de construcción*).

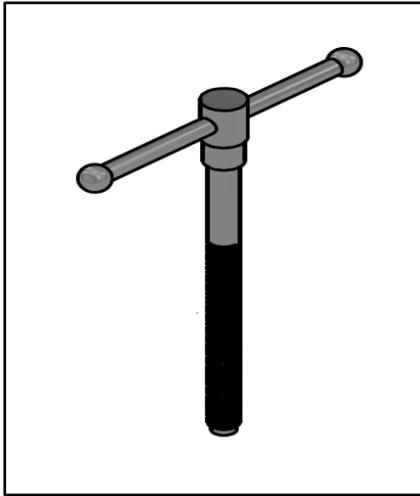
Tabla 16

Dimensiones para el tornillo de transmisión de potencia

Simbología	Parámetros	Valor
d	Diámetro exterior [mm]	30
d_r	Diámetro interior [mm]	24
d_c	Diámetro del collarín [mm]	55
d_p	Diámetro de paso [mm]	27
p_t	Paso [mm]	6
p_r	Profundidad de la rosca [mm]	3
L	Avance [mm]	6
T	Torque necesario [Nm]	106
F_T	Fuerza tangencial necesaria [N]	707

Figura 12

Modelado 3D del tornillo de potencia

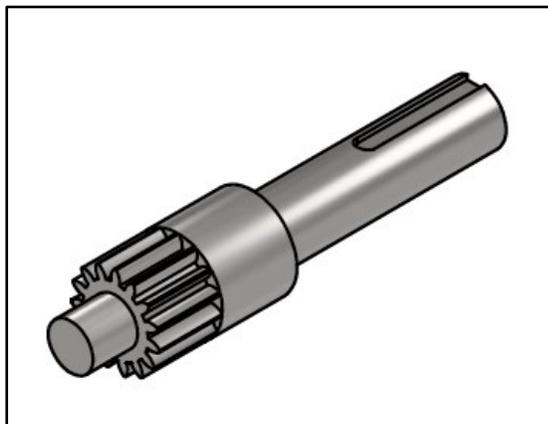


3.7 Resultado Del Eje Piñón Principal

El diámetro apropiado para el eje piñón principal se obtuvo a partir de la ecuación 2.16, el cual fue de 42mm con acero AISI 4340. En la figura 13 se ilustra el modelo 3D del eje piñón principal, esta pieza presentó secciones con diámetros diferentes cuyas medidas se encuentran en plano de la figura D4 (*Ver apéndice D*)

Figura 13

Modelo 3D del eje piñón principal

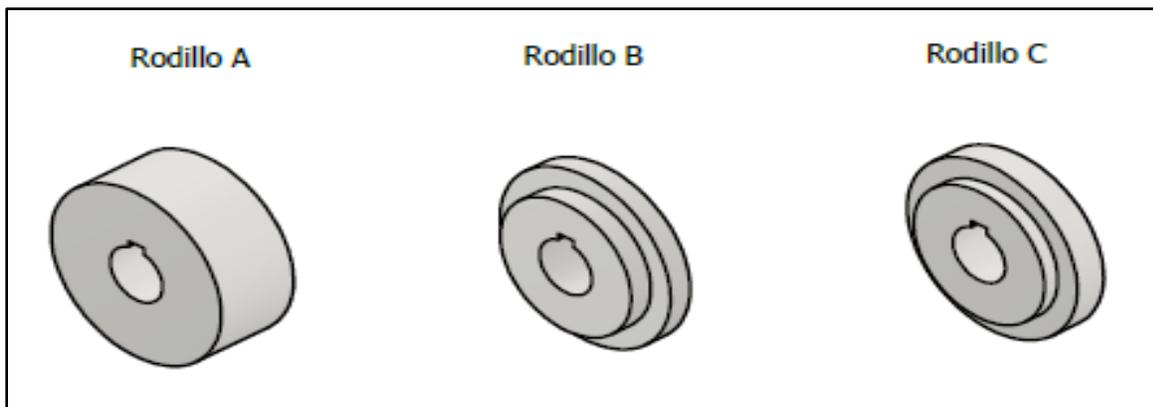


3.8 Resultado Del Diseño de Rodillos

El material seleccionado para los rodillos se obtuvo a partir de la carga máxima mediante la ecuación 2.21, el material seleccionado fue el acero AISI 1010 que cumple con las propiedades mecánicas necesarias, tales como: dureza, tensión y esfuerzo de fluencia para una larga vida útil, sin embargo, por disponibilidad en el mercado se seleccionó el acero AISI 1018 que presenta propiedades similares al de la selección. Las dimensiones de cada rodillo se ilustran en la figura D6 (*ver apéndice D, planos de construcción*).

Figura 14

Modelo 3D de los diferentes rodillos

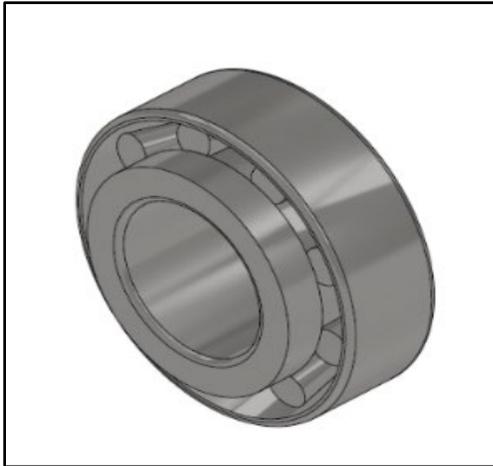


3.9 Resultado de la Selección de Rodamientos

A partir de la ecuación 2.29 se estimó el tiempo de vida útil de los rodamientos, el cual fue mayor a medio millón de revoluciones, la selección se hizo mediante el manual de rodamientos SKF como se ilustra en la figura A29, dando como resultado a la selección un rodamiento de tipo cónico 32008-X-XL_FAG tal como se indica en la tabla C2 (*ver apéndice C*).

Figura 15

Modelo 3D del rodamiento de rodillo cónico

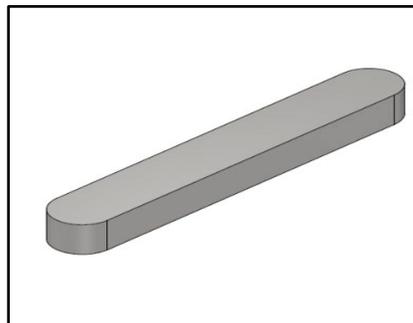


3.10 Resultado de la Selección de Chavetas

Como resultado del diseño de las chavetas, a partir de la ecuación 2.32 se obtuvo el esfuerzo máximo al que estaría sometido este elemento, por lo que se seleccionó el acero AISI 1010. Sin embargo, por disponibilidad en el mercado, la selección cambió al acero AISI 4340 con mejores propiedades al de la selección e iguales al eje de transmisión, este cambio se realizó debido a la poca cantidad de material que se requiere para su elaboración, las dimensiones de este elemento se detallan en la tabla C1.

Figura 16

Modelo 3D de la chaveta



3.11 Resultado de la Selección de Motor Reductor

En base a los parámetros con los que se diseñó el sistema de engranes, el eje de transmisión de potencia y el eje piñón principal, se seleccionó el motor reductor que cumpla con la demanda del sistema, la potencia requerida se obtuvo a partir de la ecuación 2.33, donde la velocidad máxima de giro del eje piñón principal es de 20rpm y un torque máximo de 187Nm, por lo tanto, la selección cumple con la demanda máxima del sistema y cuenta con mejores características ante un incremento de carga, los resultados de la selección se ilustran en la tabla 17. (ver cálculos, Apéndice A)

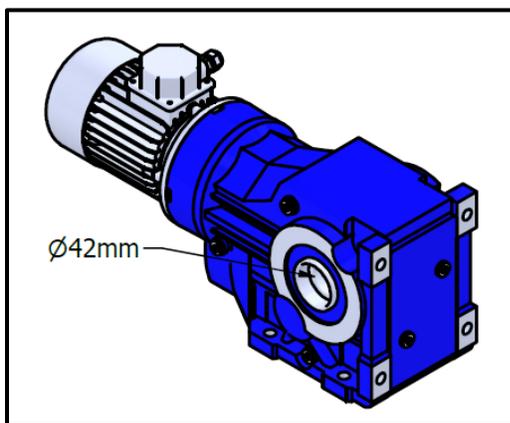
Tabla 17

Motor reductor angular con brida lateral de 2HP

Modelo	NMRVF110-M90-4 SIEMENS
Potencia	2HP
Torque	748Nm
Relación de transmisión	1:60
Diámetro de cavidad	42mm
Velocidad de salida	20RPM

Figura 17

Modelo 3D del motor reductor

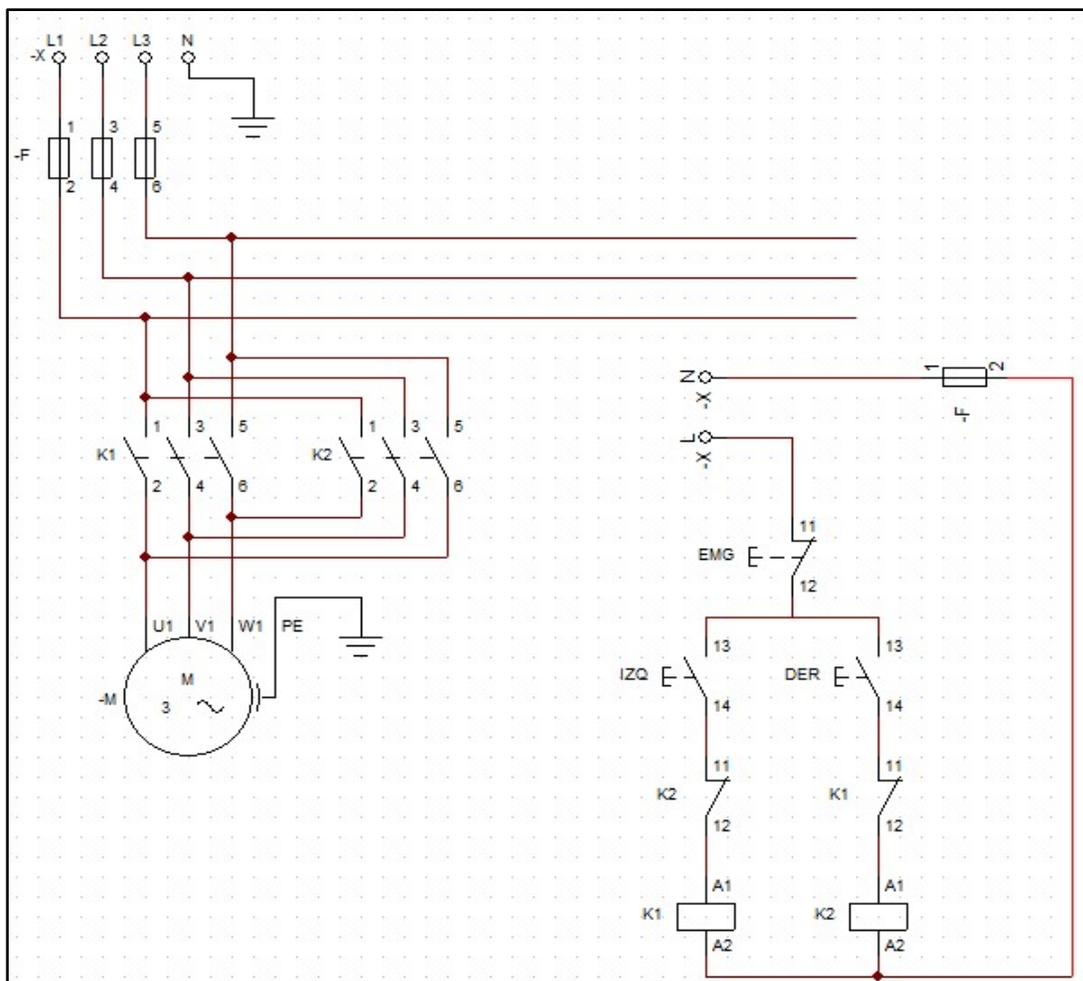


3.12 Resultado del esquema eléctrico de la Roladora

El esquema muestra la línea trifásica conectada al motorreductor y este a su vez a 2 contactores accionados por medio de swichths de pedal y que el motor gire en ambos sentidos para una correcta operación de la maquina

Figura 18

Esquema eléctrico de la roladora de perfiles

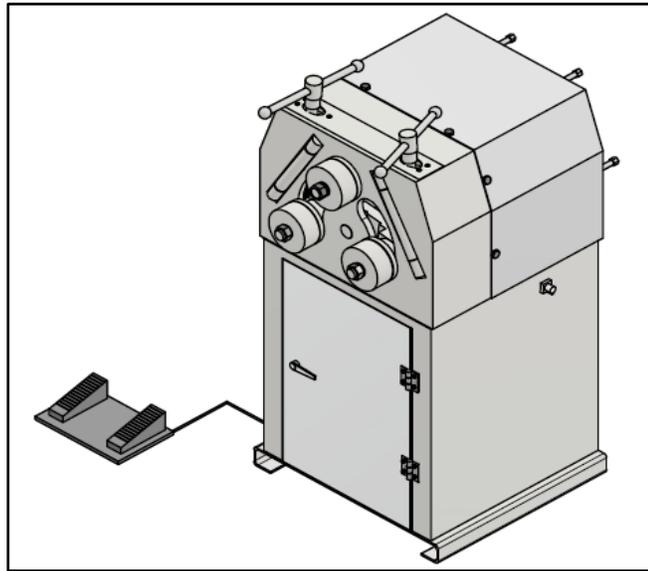


3.13 Resultado de los Planos Del Sistema Mecánico de la Roladora

Los planos de construcción de cada componente de la maquina roladora se encuentra en la sección de apéndice D. A continuación, se ilustra el modelo 3D de la máquina.

Figura 19

Modelo 3D de la maquina roladora de perfiles



3.14 Análisis de Costo

Para el análisis de costos se realizó una tabla con la lista de materiales que conforman la máquina con su respectiva descripción para la identificación de los diferentes elementos con sus respectivas cantidades y pesos (*ver tabla C1, apéndice C*). Una vez con esta lista detallamos en una segunda tabla la descripción del material cotizado para la adquisición o maquinado de los elementos descritos en la tabla C1 (*ver tabla C2, apéndice C*). Se tomó en cuenta la cantidad de material que se necesita para la construcción de la máquina y de sus componentes internos más importantes, tales como ejes, engranes, tornillo de potencia, entre otros, cabe aclarar que el material seleccionado para el rodillo y eje del conjunto basculante fue el acero AISI 1010, sin embargo, se cotizo el acero AISI 1018 (disponible en el mercado) que

presenta características muy similares al anterior mencionado. Se obtuvo el peso de los materiales obtenidos de las cotizaciones de los elementos y se calculó el porcentaje de pérdida con respecto al peso de la maquina ya construida, obteniendo una pérdida del 21% del material en procesos de corte y maquinado. (ver *tabla18*). En costo de materiales se obtuvo aproximadamente 2000\$ que es el valor que consideramos inferir como costo de manufactura que comprenderían, corte, maquinado, soldadura, alquiler de maquinarias varias, etc. Dándonos entre estos 2 costos un valor de 3839,47\$, Consideramos el 15% de ese valor como costos indirectos de ingeniería de diseño y a imprevistos en la manufactura que serían 576\$, dándonos un valor total de construcción de la máquina de 4415,47\$. Buscando precios referenciales de una roladora con similares características a la nuestra para definir el ahorro generado por la construcción (ver *Figura C5, apéndice C*). se obtuvo que aproximadamente un ahorro de más de 9000\$ por lo que la propuesta de diseño para la posterior construcción de la maquina roladora es una alternativa competitiva frente al de hacer una compra del extranjero.

Tabla 18

Material utilizado para la construcción de la maquina

Peso de materiales	Peso resultado maquina	Total, residuos	Porcentaje de
[KG]	[KG]	[KG]	residuo [%]
491.215	387,329	103.886	21.14

Tabla 19

Costo de materiales y mano de obra

Costo de materiales	Manufactura	Costos indirectos	Costo total
[USD]	[USD]	[USD]	[USD]
1839.47	2000	576	4415.47

Tabla 20

Comparativa de costos de construcción y compra

Costo de construcción	Costo de compra exterior	Ahorro
[USD]	[USD]	[USD]
4415.47	13668	9252,53

3.15 Resultados Generales

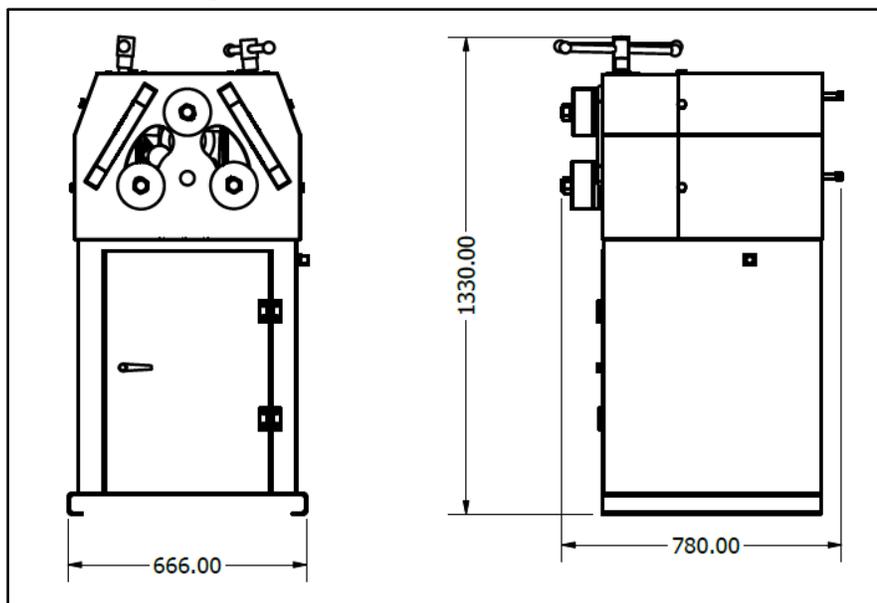
Tabla 21

Resultados generales de la maquina roladora de perfiles estructurales

CARACTERÍSTICAS GENERALES	
Potencia	2HP / 1.5KW
Tensión eléctrica	230V Trifásica
Velocidad	10 RPM
Diámetro de ejes	40 mm
Diámetro de rodillos	130 mm
Longitud útil de ejes	80 mm
Dimensiones	666x780x1330
Peso	390kg

Figura 20

Dimensiones generales



CAPITULO 4

4.1 Conclusiones y Recomendaciones

4.1.1 Conclusiones

Se cumplió con el objetivo principal de diseñar una maquina roladora de perfiles estructurales de hasta 6mm de espesor, para facilitar el trabajo en las industrias metalmecánicas, en empresas que operan con perfiles estructurales y en talleres de construcción de estructuras mecánicas.

Mediante el diseño mecánico se pudo dimensionar los principales componentes de la máquina, tales como, eje de trasmisión, engranes, rodillo y tornillo de potencia, donde el tipo de acero útil para su futura fabricación fue AISI 4340, excepto para los rodillos, que debido a su rigidez y tamaño basto con un AISI 1018, ambos disponibles en el mercado.

Con el uso de software de diseño y simulación, se tuvo una visualización de la deformación de las vigas aplicando la carga máxima, en la que resulto de mayor demanda de esfuerzo el perfil AL50X6 y con menor esfuerzo el canal C 60x30x3. Cabe mencionar que el perfil C cuenta dimensiones mucho menores al ángulo AL, por lo tanto, el esfuerzo que se requiere para su deformación resulto menor, sin embargo, al tener las mismas dimensiones y espesor, el esfuerzo que requiere la máquina para doblar un perfil C va a ser mayor que el ángulo, condición para la cual está diseñada la máquina. La comprobación de la deformación de los principales componentes del sistema se realizó mediante simulación FEM, ayudando así a identificar los posibles lugares donde ocurra la mayor deformación.

Se elaboraron los planos de construcción con las medidas finales de cada componente usando el software de diseño Inventor, en el que se pudo realizar el ensamble final de la máquina, vista explotada y listado de materiales. Además, se pudo estimar el peso final de la maquina ensamblada, el cual fue de aproximadamente 388kg tal como se indica en la tabla 18. Sin embargo, hay que considerar que el peso de los materiales necesarios para su construcción fue de

491kg, por lo que se estima un total de 103kg de material residuo equivalente al 21% del peso total inicial.

Con base al diseño y dimensiones se pudo cotizar el precio del material necesario para su futura construcción, de los cuales más del 90% se encuentran disponibles en el mercado local, mientras que el porcentaje restante consiste en piezas normalizadas que son de proveniencia extranjera, por lo que es posible encontrar una réplica con características similares. El gasto total de materiales fue de \$1389, mientras que la mano de obra se estima de alrededor de los \$2000, a esta suma se obtuvo el 15% como gastos indirectos, dando como gasto total \$4415 tal como se indica en la tabla 19. El gasto total de nuestro proyecto tiene un costo accesible en comparación con las maquinas importadas, las cuales alcanzan valores de hasta \$13000.

El proyecto concluye con un buen diseño de los elementos a utilizar para la futura construcción de este prototipo, la importancia del diseño mecánico juega un papel fundamental en la ingeniería, con el que se logra dimensionar las medidas adecuadas y estimar el tiempo de vida útil de un equipo. Además, gracias a los recursos computarizados se puede tener una visión más cercana de los posibles fallos de los elementos, ya que por medio de las simulaciones se visualizan detalles y se le da al componente el aspecto que tendría si se somete a condiciones extremas. Los programas de diseño resultaron ser una herramienta esencial para la elaboración de planos y ensamble del prototipo, los cuales ayudan al lector a identificar la ubicación de cada componente del equipo.

4.1.2 Recomendaciones

Antes de recurrir a selección de materiales, es importante realizar el proceso de diseño de los elementos más críticos del sistema para una correcta selección, ya que estos presentan diferentes propiedades mecánicas entre altas y bajas, y pueden ser utilizadas en otras aplicaciones ingenieriles, además de que su costo puede ser muy elevado.

Se debe tener en cuenta, que al ser una maquina roladora de perfiles estructurales, esta no debe estar sometida a carga superiores para la cual fue diseñada, por lo tanto, los perfiles a rolar deben cumplir con las propiedades mecánicas apropiadas, dimensiones y espesor, para que la maquina no sufra fallas o deformaciones internas debido al exceso de carga no considerada.

Se recomienda realizar un análisis de elementos finitos mediante software de los principales componentes del sistema, para así tener una visualización más cercana de los puntos más críticos que puedan fallar en futuras aplicaciones.

Al momento de recurrir a la construcción de este prototipo, se recomienda hacer una validación de los planos y ensamble de la máquina, al igual que las cotizaciones de los costos de materiales y mano de obra.

REFERENCIAS

*Ángulos Estructurales CALIDAD: ASTM A36 *Imágenes referenciales.* (n.d.).

www.acerosamerica.com

Beer, F. P., Johnston, R., Dewolf, J., & Mazurek, D. (2013). *Mechanics of Materials*, McGraw-Hill. In *New York*.

Canales U CALIDAD: ASTM A36 CALIDAD: ASTM A36/A572-G50. (n.d.).

www.acerosarequipa.com

De Garrigàs, C., & Miquel, S. (n.d.-a). *MANUAL DE INSTRUCCIONES PRADA NARGESA, S.L.*

Retrieved February 5, 2024, from www.nargesa.com

De Garrigàs, C., & Miquel, S. (n.d.-b). *MANUAL DE INSTRUCCIONES PRADA NARGESA, S.L*

CURVADORA DE TUBOS Y PERFILES MC150B. Retrieved February 5, 2024, from

www.nargesa.com

De Garrigàs, C., & Miquel, S. (n.d.-c). *MANUAL DE INSTRUCCIONES PRADA NARGESA, S.L*

CURVADORA DE TUBOS Y PERFILES MC400. Retrieved February 5, 2024, from

www.nargesa.com

De Garrigàs, C., & Miquel, S. (n.d.-d). *MANUAL DE INSTRUCCIONES PRADA NARGESA, S.L*

CURVADORA DE TUBOS Y PERFILES MC650. Retrieved February 5, 2024, from

www.nargesa.com

GearSketch. (n.d.). Retrieved February 5, 2024, from <https://frankleenaars.github.io/gearsketch/>

IZA BYRON. (2007). *DIMENSIONAMIENTO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ROLADORA*

MANUAL PARA LABORATORIO.

Manual de rodamientos SKF. (2019).

Momento libre de inercia & Calculadora Centroide | SkyCiv. (n.d.). Retrieved February 5, 2024,

from <https://skyciv.com/es/free-moment-of-inertia-calculator/>

Platinas CALIDAD: ASTM A36. (n.d.). www.acerosarequipa.com

Hibbeler. R.C. (2005) *Mecánica de materiales*. 6ta. Prentice Hall Mexico.

Hugh D. ROGER A. (2013) *Física Universitaria con Física Moderna*. 13era. Edición. Pearson

KNUTH. (2023). *Knuth Machine Tools*. Obtenido de <https://www.knuth.com/es/maquinas-herramienta/procesamiento-de-tubo-y-perfiles/maquina-roladora-para-tubos-y-perfiles>

Norton, R. L. (2011). *Diseño de maquinas* . Pearson.

MC400: Planetary-Style Roll Bender (Bend up to 2.5" O.D. Round Tube) — Narges USA.

(n.d.). Retrieved February 5, 2024, from <https://www.narges-usa.com/products/mc400-planetary-style-roll-bender>

APENDICES

Apéndice A

Cálculos generales de diseño

Análisis de carga

De la figura 7 podemos deducir por simetría que las reacciones en los apoyos son iguales y de magnitud de la mitad de la carga en el centro por lo que:

$$R_A = R_B = \frac{F}{2}$$

Una vez sabiendo el valor de las reacciones en función de la carga, seccionamos la viga en un punto antes de la aplicación de la carga puntual para el análisis de la fuerza cortante y el momento flector en la misma

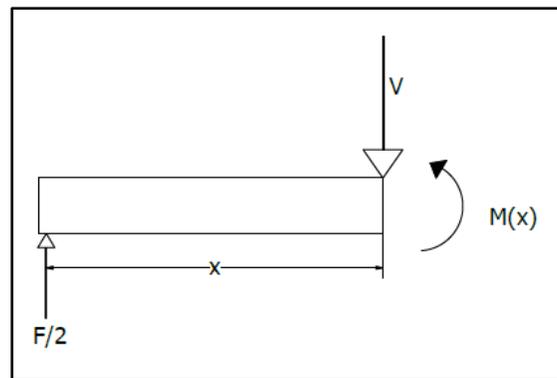


Figura A 1. Ilustración del momento y cortante en una viga

En donde $0 \leq x < L/2$ y el momento $M(x)$ se expresa como:

$$M(x) = x \cdot \frac{F}{2}$$

Por lo que evaluando x en $L/2$ tenemos que el momento flector en el centro de la viga es:

$$M = \frac{FL}{4}$$

Del capítulo 1 se obtuvo el momento flector máximo elástico que se genera en el perfil M_y en la ecuación (1.2), así mismo la relación de este con el momento plástico M_p en la ecuación (1.3), reemplazando (1.2) en (1.3) obtenemos:

$$M = \frac{FL}{4}$$

El momento flector generado en el centro de la viga será ahora el momento plástico $M = M_p$ ya que la fuerza aplicada hará que el material pase a su zona plástica, por lo que, igualando las ecuaciones (2.3) y (2.4) y despejando la fuerza aplicada F obtenemos:

$$F = \frac{6 \cdot \sigma_y \cdot I}{c \cdot L}$$

Cálculo de carga aplicada

Perfil	Momento de inercia I	Distancia de la fibra externa al eje neutro c	Distancia de centro de los rodillos laterales L	Esfuerzo de fluencia σ_y
	[m ⁴]	[m]	[m]	[Pa]
Platina (PLT 50X6)	6.250E-8	0.0250	0.25	250E6
Angulo "L" (AL 50X6)	1.325E-7	0.0356	0.25	250E6
Canal U (C 60x36x3)	2.930E-8	0.0215	0.25	250E6

Tabla A1. Parámetros de los perfiles para el cálculo de la carga aplicada

Platina (PLT 50X6)

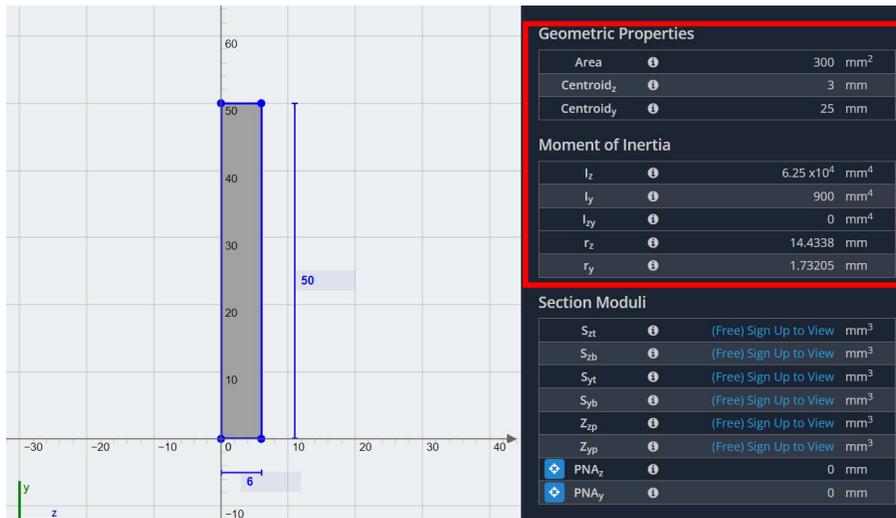


Figura A2. Propiedades geométricas de la platina obtenido de: (Momento Libre de Inercia & Calculadora Centroide | SkyCiv, n.d.)

$$F = \frac{6 \cdot \sigma_y \cdot I}{c \cdot L}$$

$$F = \frac{6 \cdot 250E6 \cdot 6.250E - 8}{0.0250 \cdot 0.25}$$

$$F=15000 \text{ N}$$

Angulo "L" (AL 50X6)

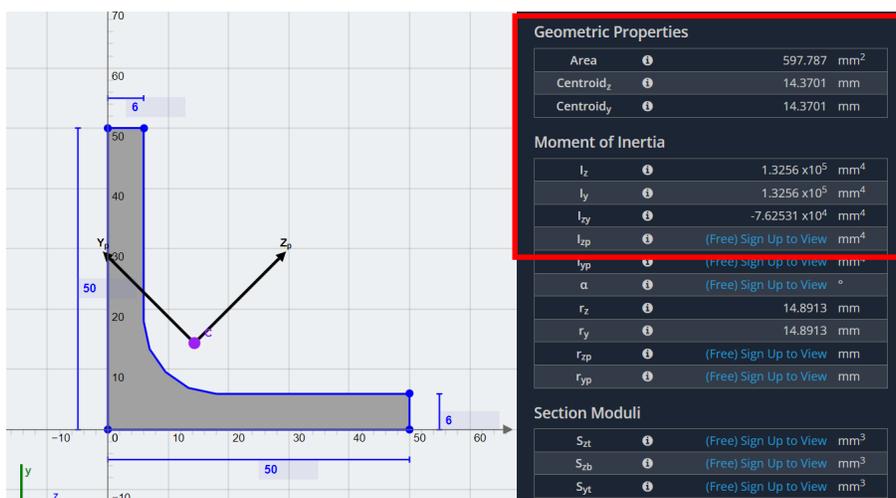


Figura A3. Propiedades geométricas del ángulo obtenido de: (Momento Libre de Inercia & Calculadora Centroide | SkyCiv, n.d.)

$$F = \frac{6 \cdot \sigma_y \cdot I}{c \cdot L}$$

$$F = \frac{6 \cdot 250E6 \cdot 1.3256E - 7}{0.0356 \cdot 0.25}$$

$$F = 22342 \text{ N}$$

Canal U (C 60x36x3)



Figura A4. Propiedades geométricas del canal U obtenido de: (Momento Libre de Inercia & Calculadora Centroide | SkyCiv, n.d.)

$$F = \frac{6 \cdot \sigma_y \cdot I}{c \cdot L}$$

$$F = \frac{6 \cdot 250E6 \cdot 2.930E - 8}{0.0215 \cdot 0.25}$$

$$F = 8177 \text{ N}$$

Diseño del sistema de engranes

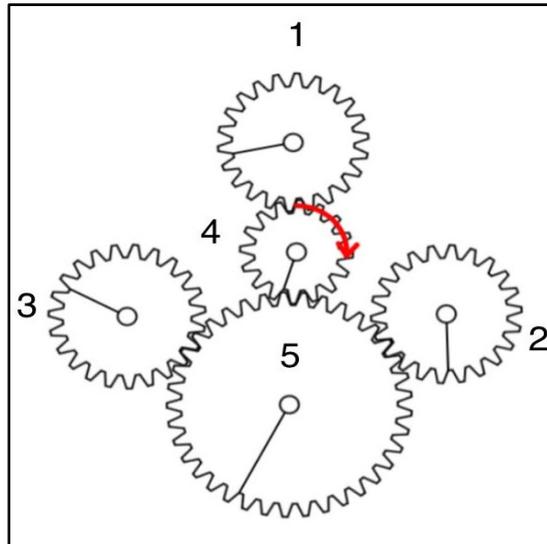


Figura A5. Diseño de forma del sistema de engranes. Nota, generado de (GearSketch, n.d.)

Los engranes 1, 2 y 3 corresponden a los rodillos giratorios, los cuales deben operar a una velocidad de entre 7 a 10 rpm. Por lo tanto, se le asigna una velocidad de 7 rpm, un número de dientes de $N_d = 30$ y un diámetro primitivo de $D_p = 105$. Se obtiene el módulo M a partir de la siguiente definición:

$$M = \frac{D_p}{N_d}$$

$$M = \frac{105}{30}$$

$$M = 3.5 \text{ mm}$$

Se obtiene el paso normalizado

$$P_C = \pi \cdot M$$

$$P_C = \pi \cdot 3.5 \text{ mm}$$

$$P_c = 10.995 \text{ mm}$$

Altura del pie del diente

$$P_d = 1.25 \cdot M$$

$$P_d = 1.25 \cdot 3.5 \text{ mm}$$

$$P_d = 4.375 \text{ mm}$$

Espesor del diente

$$S = \pi \cdot M \cdot \left(\frac{19}{40}\right)$$

$$S = \pi \cdot (3.5) \cdot \left(\frac{19}{40}\right)$$

$$S = 5.221 \text{ mm}$$

Angulo de espesor

$$\vartheta = \frac{180 \cdot M \cdot \left(\frac{19}{40}\right)}{\frac{D_p}{2}}$$

$$\vartheta = \frac{180 \cdot (3.5) \cdot \left(\frac{19}{40}\right)}{\frac{105}{2}} = 5.7^\circ$$

Relación de velocidad para los engranes

Engrane 5

$$N_3 \omega_3 = N_5 \omega_5$$

$$\omega_5 = \omega_3 \frac{N_3}{N_5}$$

$$\omega_5 = 7 \text{ rpm} \cdot \frac{30}{45}$$

$$\omega_5 = 4.667 \text{ rpm}$$

Engrane 4 (eje piñón)

$$\omega_4 = \omega_3 \frac{N_3}{N_4}$$

$$\omega_4 = 7rpm \cdot \frac{30}{15} = 14rpm$$

Aplicando el mismo procedimiento para los engranes 4 y 5, se obtienen los siguientes resultados mostrados en la tabla

Simbología	Parámetros	Numero de engrane		
		1,2 y 3	4	5
N_d	Numero de dientes	30	15	45
M	Modulo M [mm]	3.5	3.5	3.5
	Paso [mm]	10.995	10.995	10.995
P	Paso normalizado [mm]	10.995	10.995	10.995
D_p	Diámetro primitivo [mm]	105	52.5	157.5
	Diámetro primitivo normalizado [mm]	105	52.5	157.5
H_c	Altura de cabeza [mm]	3.5	3.5	3.5
H_p	Altura de pie [mm]	4.375	4.375	4.375
D_c	Diámetro de cabeza [mm]	112	59.5	164.5
D_p	Diámetro de pie [mm]	96.25	43.75	148.75
S	Espesor [mm]	5.221	5.221	5.221
AS	Angulo de espesor [°]	5.7	11.4	3.8
ω	Velocidad angular [rpm]	7	14	4.667

Tabla A2. Información sobre los diferentes engranes del sistema de transmisión de potencia

Carga sobre engranes rectos

A partir de diagrama de cuerpo libre del perfil en deflexión dentro de los rodillos, se calcula la fuerza aplicada dentro del sistema de engranajes, teniendo en cuenta que el mayor torque es aplicado en el engrane del rodillo superior el cual recibe una fuerza en dirección normal de $F = 50kN$

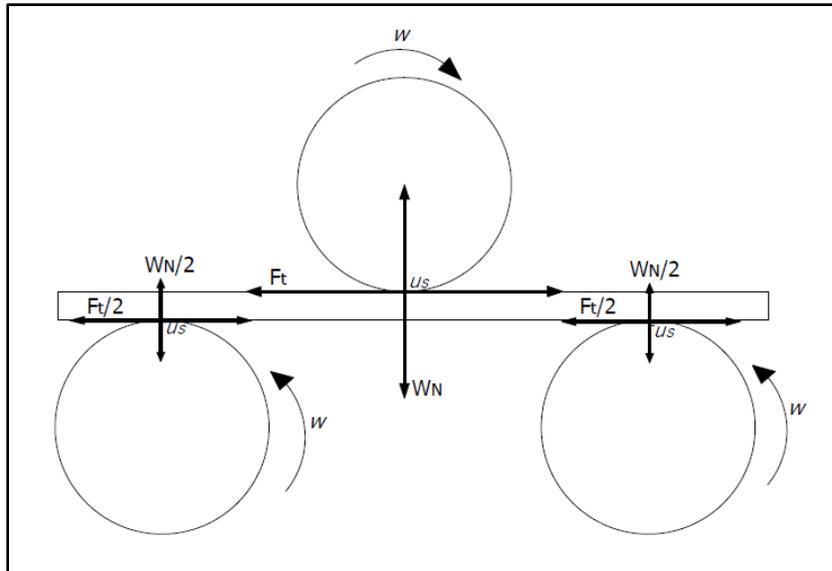


Figura A6. Diagrama de cuerpo libre de los rodillos y viga en deflexión

Calculamos la carga aplicada en el engrane perteneciente al rodillo superior dado por la fuerza normal, el radio del rodillo y el coeficiente de fricción entre metales, además de la razón entre las velocidades angulares y dividido para el radio del engrane r_g , el coeficiente de fricción tiene un valor estandarizado de 0.15, por lo tanto, la fuerza W_t que recibe el engrane superior se obtiene a partir de la siguiente definición:

$$W_t = \frac{W_n \mu_s R_1 \omega_1}{\omega_g r_g}$$

$$W_t = \frac{(50 \times 10^3 N)(0.15)(0.050 m)(7 rpm)}{14 rpm(0.0525 m)}$$

$$W_t = 3571 N$$

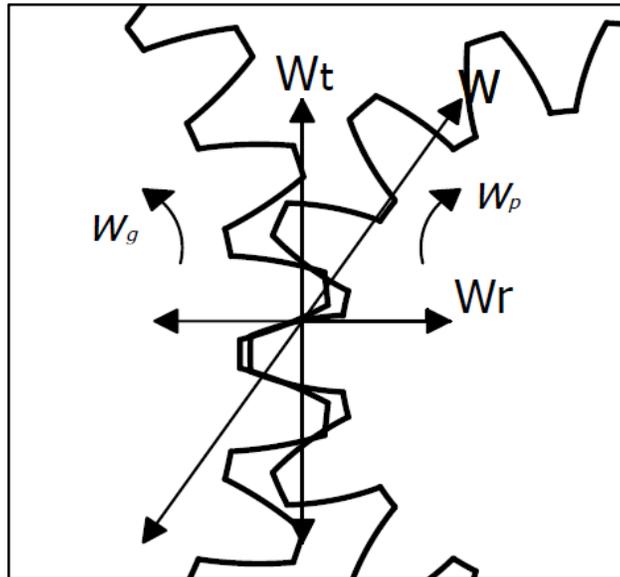


Figura A7. Fuerza tangencial de contacto entre el engrane superior y el eje piñón

Factor geométrico J

Tabla 8-12 Factor geométrico J para flexión de la AGMA, para 25° , y dientes de profundidad total con carga en la punta

Dientes en el engrane	Dientes en el piñón																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	0.28	0.28													
17	U	U	0.28	0.30	0.30	0.30											
21	U	U	0.28	0.31	0.30	0.31	0.31	0.31									
26	U	U	0.28	0.33	0.30	0.33	0.31	0.33	0.33	0.33							
35	U	U	0.28	0.34	0.30	0.34	0.31	0.34	0.33	0.34	0.34	0.34					
55	U	U	0.28	0.36	0.30	0.36	0.31	0.36	0.33	0.36	0.34	0.36	0.36	0.36			
135	U	U	0.28	0.38	0.30	0.38	0.31	0.38	0.33	0.38	0.34	0.38	0.36	0.38	0.38	0.38	

Figura A 8. Selección del factor geométrico J para la flexión de la AGMA a partir del número de dientes del eje piñón con el engrane superior. Nota: Obtenido de diseño de máquinas (Pg. 574), Robert L. Norton. Cuarta edición. Pearson

El factor geométrico J coincide con el valor de los dientes del piñón y del engrane impulsado, por lo tanto, con la interpolación se obtiene $J_p = 0.28$, $J_G = 0.33$.

Cálculo de la velocidad de la línea de paso, velocidad tangencial en el punto donde existe contacto entre los dos engranes

$$V_t = \frac{d_p}{2} \omega_p$$

$$V_t = \frac{52.5 \times 10^{-3}}{2} \cdot 14 \cdot \frac{2\pi}{60}$$

$$V_t = 0.0348 \text{ m/s}$$

A partir de la figura 12 la cual muestra el índice de calidad Q_v en función de la velocidad V_t , se obtiene el factor dinámico K_v que permite conocer las cargas vibratorias entre los dientes de engranes, que comúnmente aparecen en los conjuntos de engranes de baja precisión.

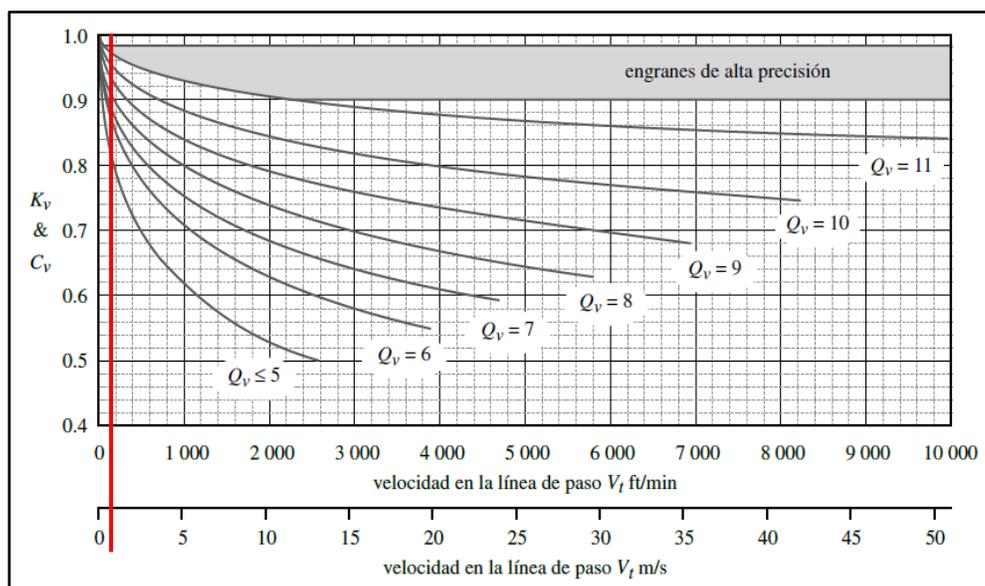


Figura A9. Graficas de factores dinámicos en función de la velocidad tangencial.

Nota: Obtenido de diseño de máquinas (Pg. 573), Robert L. Norton. Cuarta edición.

Pearson

Con $Q_v \leq 5$ se obtiene el valor de K_v a partir de la siguiente ecuación

$$K_V = \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot V_t}}$$

$$K_V = \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot 0.0348}}$$

$$K_V = 0.9498$$

Ancho de cara F

Hallamos el factor del ancho de cara F para luego obtener el factor de distribución de carga K_m .

Este factor indica que la carga W_t se encuentra distribuida uniformemente por todo al ancho de cara y que no exista desviación axial, ya que el factor de ancho de cara se encuentra en el

siguiente intervalo $\frac{8}{P_d} \leq F \leq \frac{16}{P_d}$, elegimos el máximo valor, por lo tanto, se obtiene el siguiente

resultado

$$F = \frac{12}{P_d}$$

$$F = \frac{16}{7.2570 \text{ } 1/in}$$

$$F = 1.6535in = 42mm$$

Factor de distribución K_m

Con un ancho de cara de 56mm, el factor de distribución se obtiene a partir de la siguiente

tabla de distribución de carga, por lo tanto $K_m = 1.6$

Ancho de cara In (mm)	K_m
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥20 (500)	2.0

Figura A 10. Selección de factor geométrico de distribución de carga.

Nota: Obtenido de diseño de máquinas (Pg. 577), Robert L. Norton. Cuarta edición

Factor K_a

A partir de la tabla mostrada, se elige el valor del factor K_a que indica el grado de impacto de la maquina impulsora. Ya que la velocidad con la que opera la maquina se debe llevar de manera uniforme, el valor del factor debe ser $K_a = 1$, que corresponde al motor eléctrico o una turbina.

Máquina Impulsora	Máquina Impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Figura A 11. Selección del factor K_a . Nota: Obtenido de diseño de máquinas (Pg. 577),

Robert L. Norton. Cuarta edición. Pearson

Factor de tamaño K_s

El factor de tamaño K_s que permite la modificación del esfuerzo en el diente, es recomendado por la normativa AGMA como $K_s = 1$ como resultado de las pruebas establecidas con engranes reales.

Luego el factor de espesor del aro K_B se obtiene a partir de la razón de respaldo m_B , como esta razón es siempre mayor a 1.2, el factor de espesor será siempre 1, ya que se trata de engranes de disco sólido.

Por último, el factor K_I recomendado por AGMA corresponde al valor de 1 para un engrane normal y 1.2 para un engrane loco, ya que estos están sometidos a más ciclos de esfuerzos por unidad de tiempo.

Se calcula el esfuerzo de flexión a partir de la siguiente ecuación establecida por la norma AGMA para el sistema internacional (SI). Tanto para el engrane piñón y el engrane.

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a \cdot K_m}{K_V} K_s K_a K_I$$

Para el piñón

$$\sigma_p = \frac{W_t}{FmJ_p} \frac{K_a \cdot K_m}{K_V} K_s K_a K_I$$
$$\sigma_p = \frac{(3571N)}{(42mm)(3.5mm)(0.28)} \frac{(1) \cdot (1.6)}{(0.9498)} (1)(1)(1)$$
$$\sigma_p = 146MPa$$

Para el engrane

$$\sigma_g = \frac{(3571N)}{(42m)(3.5mm)(0.33)} \frac{(1) \cdot (1.6)}{(0.9498)} (1)(1)(1)$$
$$\sigma_g = 124MPa$$

Cálculo del coeficiente elástico C_p

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}}$$

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - (0.3)^2}{2 \times 10^5} \right) + \left(\frac{1 - (0.3)^2}{2 \times 10^5} \right) \right]}} = 187.0270 [MPa]^{0.5}$$

Factor geométrico superficial I

Piñón

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1}{P_d} \right)^2 - \left(r_p \cos(\Phi) \right)^2} - \frac{\pi}{P_d} \cos(\Phi)$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(\frac{52.5 \times 10^{-3}}{2} + \frac{1}{285.7142} \right)^2 - \left(\frac{52.5 \times 10^{-3}}{2} \cos(25) \right)^2} - \frac{\pi}{285.7142} \cos(25)$$

$$\rho_p = 7.8971 \times 10^{-3} m$$

Engrane

$$\rho_g = (r_p + r_g) \text{sen}(\Phi) - \rho_p$$

$$\rho_g = \left(\frac{52.5 \times 10^{-3}}{2} + \frac{157.5 \times 10^{-3}}{2} \right) \text{sen}(25) - 7.8971 \times 10^{-3}$$

$$\rho_g = 0.0364 m$$

$$I = \frac{\cos(\Phi)}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g} \right) d_p}$$

$$I = \frac{\cos(25)}{\left(\frac{1}{7.8971 \times 10^{-3}} + \frac{1}{0.0364} \right) 52.5 \times 10^{-3}}$$

$$I = 0.1120$$

Esfuerzos superficiales a partir de la ecuación de Buckingham

$$\sigma_{pg} = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d_p} \frac{C_a \cdot C_m}{C_V} C_s C_f}$$

$$\sigma_{pg} = 187.0270 [MPa]^{0.5} \sqrt{\frac{(3571N)}{(42mm)(0.1120)(105mm)} \frac{(1) \cdot (1.6)}{(0.9498)} (1)(1)}$$

$$\sigma_{pg} = 652MPa$$

este valor de esfuerzo se logró debido a que se incrementó el factor del ancho de cara en aproximadamente media pulgada, lo cual está dentro de los estándares de diseño

Se estima la resistencia no corregida de fatiga por flexión, se intentará con acero AISI 4340 de grado 1 endurecido totalmente a 360HB, con condición de templado y revenido @ 1000°F

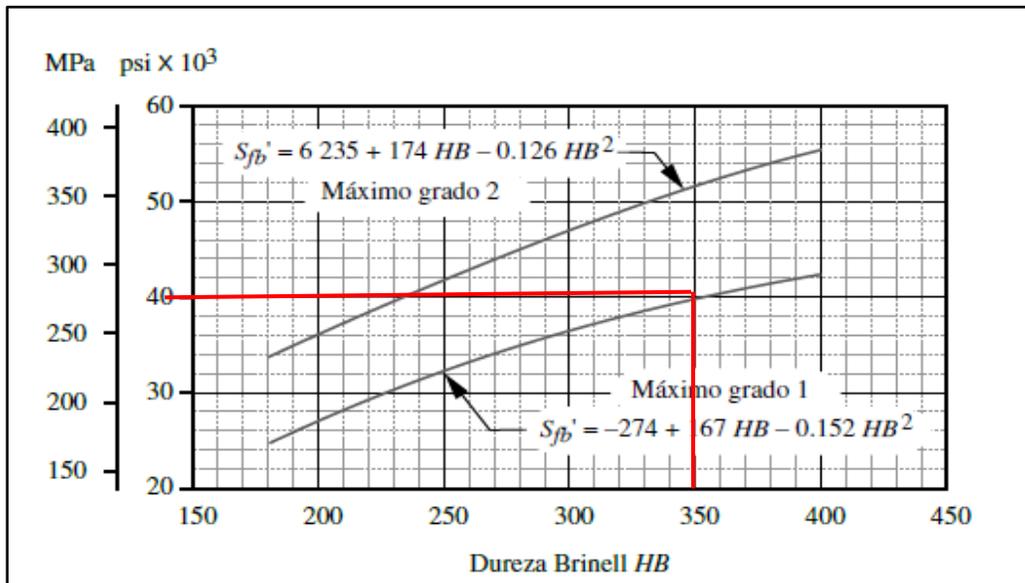


Figura A12. Resistencia de la norma AGMA para fatiga por flexión S'_{fb} en aceros. Nota:

Obtenido de diseño de máquinas (Pg. 589), Robert L. Norton. Cuarta edición. Pearson

$$S_{fb'} = -274 + 167HB - 0.152HB^2$$

$$S_{fb'} = -274 + 167(360) - 0.152(360)^2$$

$$S_{fb'} = 40146.8\text{psi} = 277\text{MPa}$$

Se calcula el número de ciclos N para la vida requerida de 10 años con un turno

$$N = 14\text{rpm} \left(\frac{60\text{min}}{\text{hr}} \right) \left(\frac{2080\text{hr}}{\text{turno} - \text{año}} \right) (10\text{años})(1\text{turno})$$

$$N = 1.7E7\text{ Ciclos}$$

A partir del número de ciclos se obtiene el factor de vida K_L

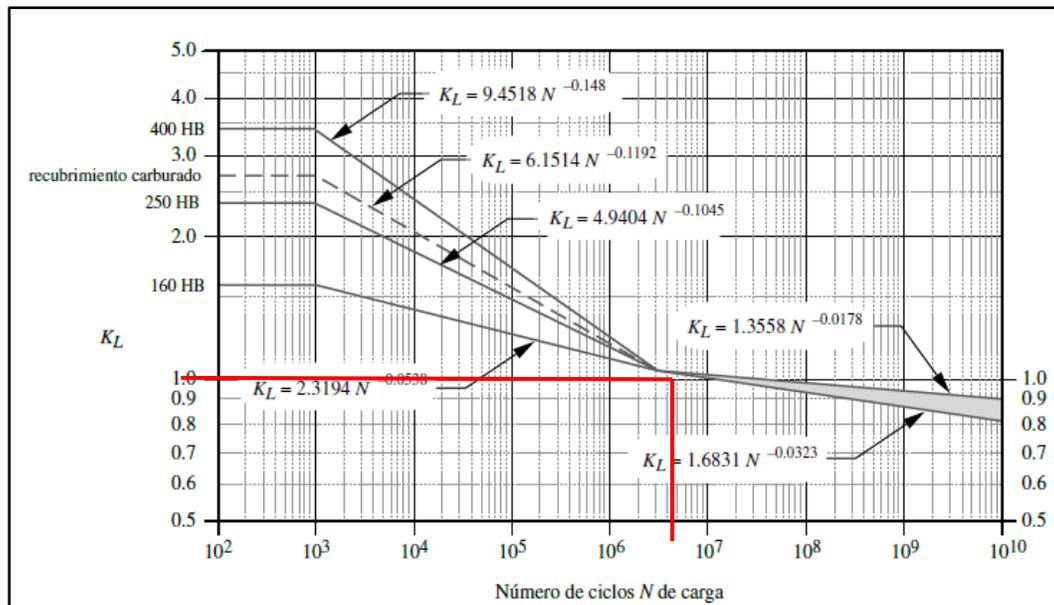


Figura A13. Factor de vida K_L de resistencia a la flexión de la AGMA. Nota: Obtenido de diseño de máquinas (Pg. 587), Robert L. Norton. Cuarta edición. Pearson

$$K_L = 1,6831N^{-0.0323}$$

$$K_L = 1,6831(1.7E7)^{-0.0323}$$

$$K_L = 0.9830$$

Número SAE/AISI	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Rockwell o Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1340	recocido	63	434	102	703	25	204HB
	templado y revenido	109	752	125	862	21	250HB
4027	recocido	47	324	75	517	30	150HB
	templado y revenido	113	779	132	910	12	264HB
4130	recocido @ 1 450 °F	52	359	81	558	28	156HB
	normalizado @ 1 650 °F	63	434	97	669	25	197HB
	templado y revenido @ 1 200 °F	102	703	118	814	22	245HB
	templado y revenido @ 800 °F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	templado y revenido @ 400 °F	212	1 462	236	1 627	10	41HB
4140	recocido @ 1 450 °F	61	421	95	655	26	197HB
	normalizado @ 1 650 °F	95	655	148	1 020	18	302HB
	templado y revenido @ 1 200 °F	95	655	110	758	22	230HB
	templado y revenido @ 800 °F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	templado y revenido @ 400 °F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	templado y revenido @ 1 200 °F	124	855	140	965	19	280HB
	templado y revenido @ 1 000 °F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	templado y revenido @ 800 °F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	templado y revenido @ 600 °F	230	1 586	250	1 724	10	486HB
6150	recocido	59	407	96	662	23	192HB
	templado y revenido	148	1 020	157	1 082	16	314HB

Figura A14. Propiedades mecánicas de algunas aleaciones y herramientas de acero.

Nota: Obtenido de diseño de máquinas (Pg. 991), Robert L. Norton. Cuarta edición.

Pearson

Factor K_R de la AGMA	
% de confiabilidad	K_R
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

Figura A 15. Factor de confiabilidad K_R . Nota: Obtenido de diseño de máquinas (Pg. 587). Robert L. Norton. Cuarta edición. Pearson

La resistencia corregida de fatiga por flexión

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}'$$

$$S_{fb} = \frac{0.9830}{(1)(1)} 277 \text{MPa}$$

$$S_{fb} = 272 \text{MPa}$$

Resistencia sin corregir a la fatiga superficial

$$S_{fc}' = 26000 + 327HB$$

$$S_{fc}' = 26000 + 327(360)$$

$$S_{fc}' = 143720 \text{psi} = 990 \text{MPa}$$

Factor de vida C_L

$$C_L = 1.4488N^{-0.023}$$

$$C_L = 1.4488(1.7E7)^{-0.023}$$

$$C_L = 0.9878$$

Resistencia corregida de fatiga superficial

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{K_T K_R} S_{fc}'$$

$$S_{fc} = \frac{(0.9878)(1)}{(1)(1)} 990 \text{MPa}$$

$$S_{fc} = 977 \text{MPa}$$

Factores de seguridad

El factor de seguridad contra falla por flexión se obtiene a partir de la relación entre la resistencia a la flexión corregida del material con el esfuerzo de flexión, tanto para el engrane como para el piñón

$$N_{b_{\text{piñon}}} = \frac{S_{fb}}{\sigma_p} = \frac{272}{146} = 1.82$$

$$N_{b_{\text{engrane}}} = \frac{S_{fb}}{\sigma_g} = \frac{272}{124} = 2.19$$

El factor de seguridad contra las fallas superficiales se obtiene a partir del cuadrado del cociente de la resistencia superficial corregida entre el esfuerzo superficial

$$N_C = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_{pg}} \right)^2$$

$$N_C = \left(\frac{977}{652} \right)^2$$

$$N_C = 2.24$$

Diseño de eje de transmisión de potencia

Para el diseño del eje de transmisión de potencia, procedemos a identificar las cargas y momentos de torsión que actúan en diferentes direcciones, al igual que las componentes de reacción en los rodamientos. Tal como se muestra en la figura 19

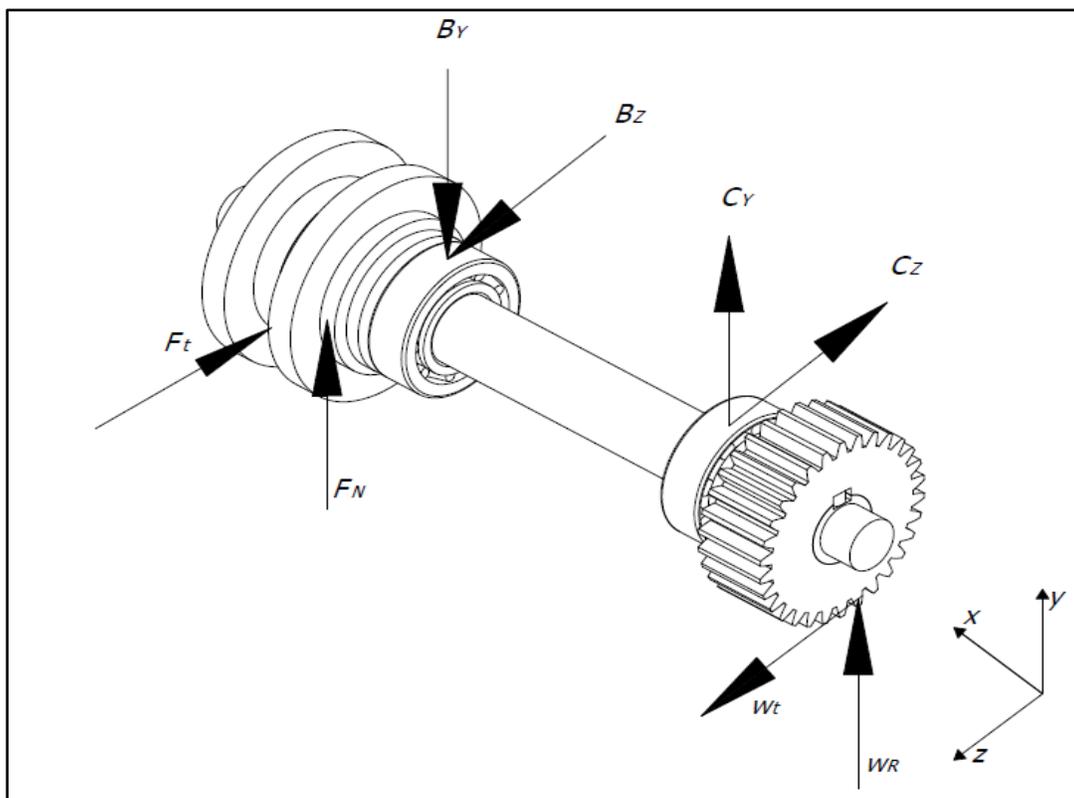


Figura A16. Ilustración de fuerzas totales presentes a lo largo del eje de transmisión de potencia

A continuación, se muestra el diagrama de cortante y momento en cada plano de trabajo y el momento total correspondiente a la sección de concentración de esfuerzos.

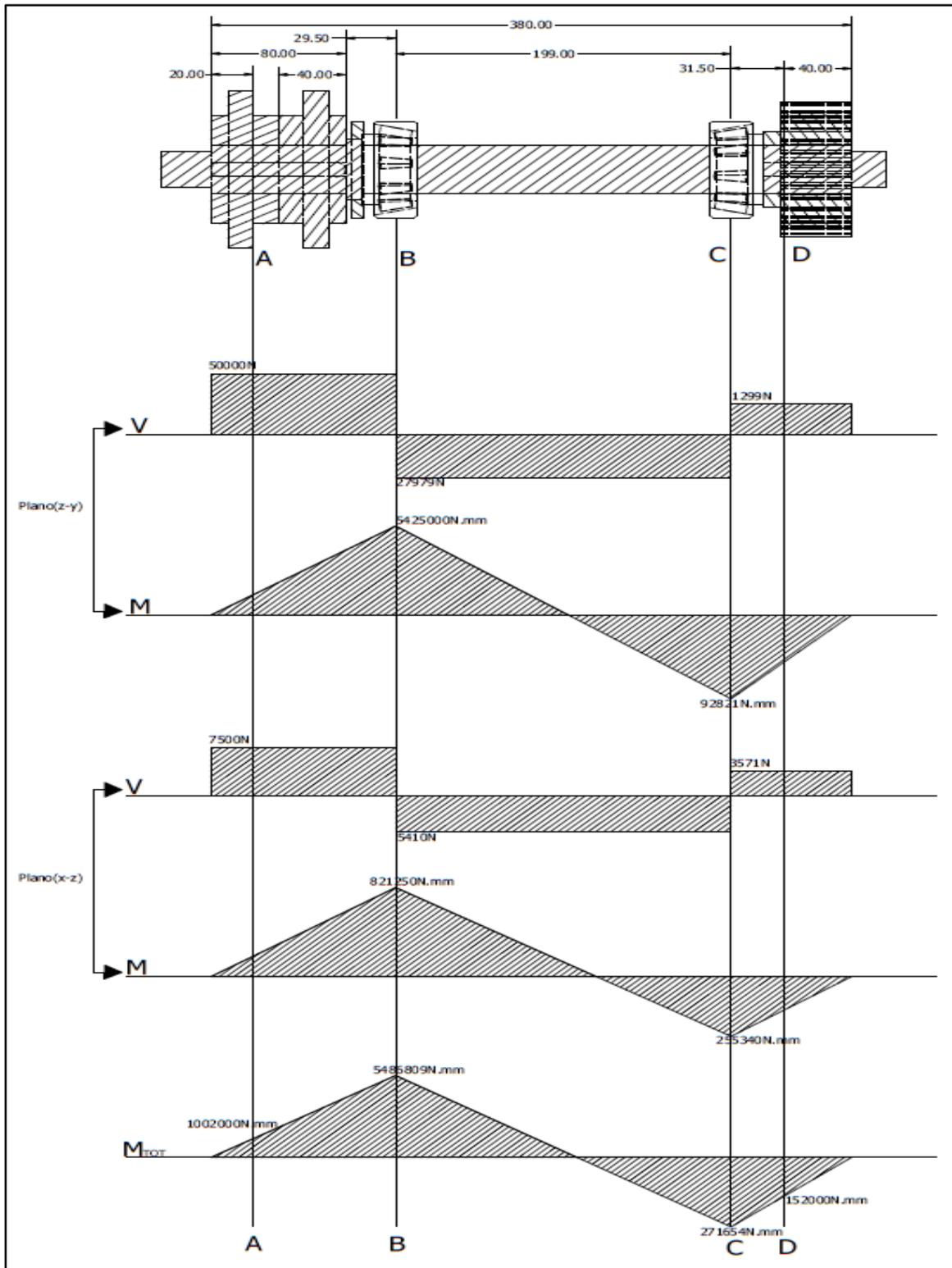


Figura A17. Diagrama de cortante y momento correspondiente a cada plano y momento total

En la figura 20 se detalla el cortante y el momento correspondiente a cada plano de trabajo donde actúan las diferentes cargas y reacciones, de modo que el momento a utilizar corresponde a la sección de concentración de esfuerzo, como es el inicio del eje en la posición del rodillo en el punto A, y en la posición del engrane en el punto D. Por lo tanto, el momento y el torque en el punto A y D tienen los siguientes valores. $M_A = 1002Nm$, $M_D = 152Nm$ y $T_A = 375Nm$. $T_D = 94Nm$ (ver cálculos en anexos)

A partir de la figura 17, se hace el análisis con el acero AISI 4340 templado y revenido @ 600°F, el cual presenta una resistencia última a la tensión $S_{ut} = 1724MPa$.

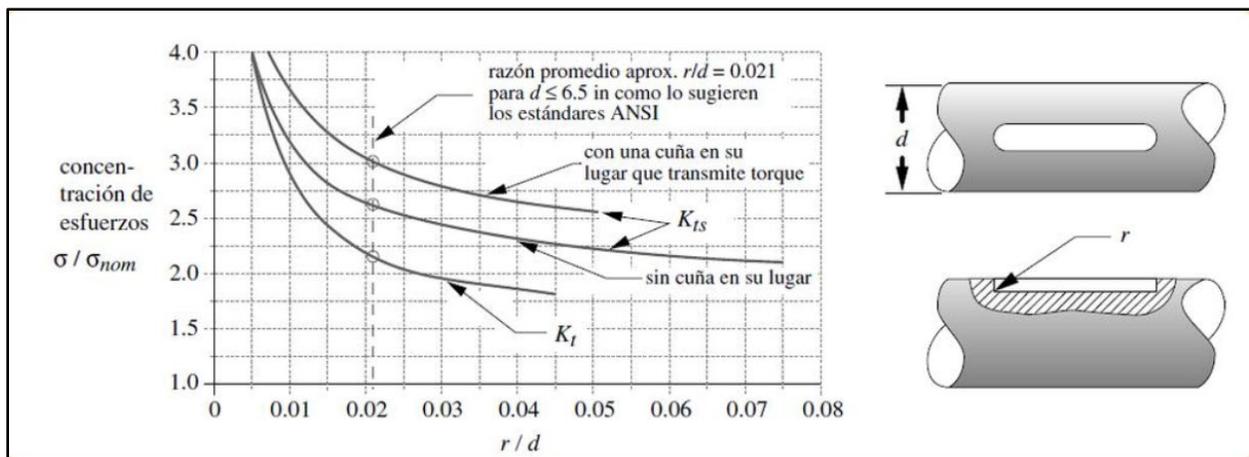


Figura A18. Concentradores de esfuerzos para un cuñero. Nota: Obtenido de diseño de máquinas (Pg. 433), Robert L. Norton. Cuarta edición.

Considerando que la cuña está en su lugar $K_t = 2.14$ y $K_{ts} = 3.0$

Determinación de los factores involucrados en el diseño del eje

Factor de modificación por la condición superficial

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura A19. Parámetros en el factor de condición superficial. *Nota: Obtenido de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (Pg. 274). Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. Novena Edición. McGraw-Hill*

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = 4.51(1724)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.625$$

Factor de modificación por el tamaño

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura A20. Factores de tamaño para los diferentes diámetros de ejes. *Nota: Obtenido de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (Pg. 275). Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. Novena Edición. McGraw-Hill*

A partir de la figura 23, podemos obtener el factor de tamaño para un diámetro entre $2.79 \leq d \leq 51mm$, sin embargo, vamos a considerar un factor de modificación por el tamaño de $k_b = 0.9$

Luego seleccionamos el factor de modificación de carga, de temperatura y de confiabilidad correspondientes a k_c, k_d, k_e . El factor de carga toma un valor de 1 cuando el eje se encuentra en deflexión y 0.59 en torsión, el factor de modificación de temperatura depende de la relación entre la resistencia a la tensión a la temperatura de operación con la resistencia a la tensión a la temperatura ambiente, por lo tanto, el factor de temperatura es 1, ya que ambas resistencias son iguales. Por último, el factor de confiabilidad depende de la relación entre el límite de resistencia con la resistencia a la tensión, dando un porcentaje de confiabilidad de 50% que corresponde a un factor de 1. Por lo tanto $k_c = k_d = k_e = 1$

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Figura A21. Factores de temperatura para una temperatura ambiente promedio de 25°C. Nota: Obtenido de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (Pg. 279). Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. Novena Edición. McGraw-Hill

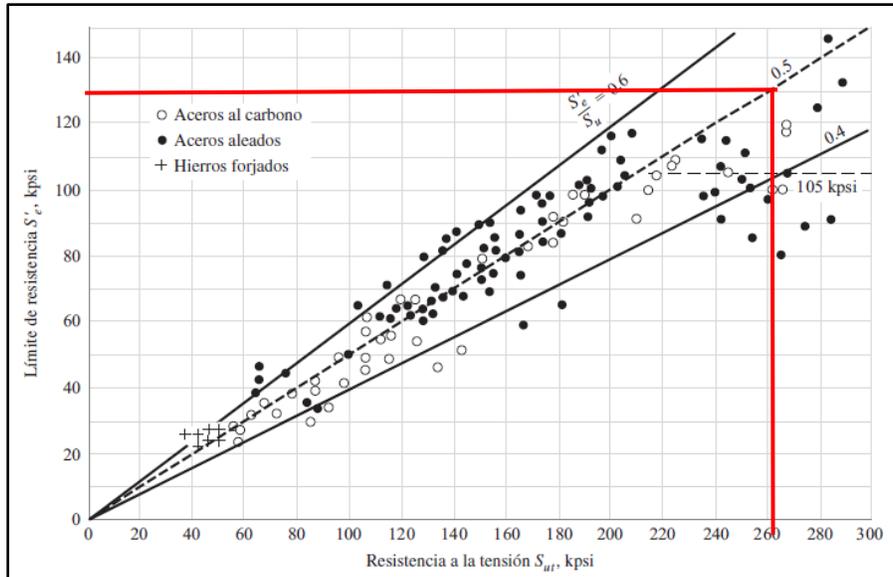


Figura A22. Grafica de límite de resistencia con respecto a la resistencia a la tensión.
 Nota: Obtenido de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Pg. 270). Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. Novena Edición. McGraw-Hill

Figura 21

Factor de confiabilidad de algunas confiabilidades de estándar especificada

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_σ	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura A23. Factor de confiabilidad de algunas confiabilidades de estándar especificada.
 Nota: Obtenido de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Pg. 279). Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. Novena Edición. McGraw-Hill

Factor de modificación por varios efectos

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.84(2.14 - 1)$$

$$K_f = 1.95$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.85(3.0 - 1)$$

$$K_{fs} = 2.7$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot K_f \cdot 0.5S_{ut}$$

$$S_e = (0.625)(0.9)(1)(1)(1)(1.95)0.5(1742)$$

$$S_e = 955MPa$$

Primera estimación del diámetro del eje

A partir del criterio de Goodman realizamos el diseño inicial del diámetro a partir del momento y el torque, considerando un factor de seguridad mínima de 2.0

$$D = \left(\frac{16n}{\pi} \left(\frac{2K_f M_A}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_A)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right)^{1/3}$$

$$D = \left(\frac{16(2.0)}{\pi} \left(\frac{2(1.95)(1002)}{955 \times 10^6} + \frac{[3((2.7)(375))^2]^{1/2}}{1742 \times 10^6} \right) \right)^{1/3}$$

$$D = 0.039m = 39mm$$

Realizamos el cálculo para una medida de eje estándar como 40mm, por lo tanto, recalculamos el valor del factor de modificación por tamaño.

$$k_b = 1.24d^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24(40)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.835$$

Obtenemos el nuevo límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot K_f \cdot 0.5S_{ut}$$

$$S_e = (0.625)(0.835)(1)(1)(1)(1.95)0.5(1742)$$

$$S_e = 886MPa$$

A partir de la teoría de fallas por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios solidos que no presentan cargas axiales están dados por las siguientes ecuaciones

Esfuerzo debido a la flexión

$$\sigma_a' = \frac{32K_f M_A}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a' = \frac{32(1.95)(1002)}{\pi(0.04)^3} = 311MPa$$

Esfuerzo debido a la torsión

$$\sigma_m' = \sqrt{3}(16) \frac{K_{fs} T_A}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{3}(16) \frac{(2.7)(375)}{\pi(0.04)^3} = 139MPa$$

Hallamos el factor de seguridad usando el criterio de Von Mises

$$n = \left(\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \right)^{-1}$$

$$n = \left(\frac{311}{886} + \frac{139}{1724} \right)^{-1}$$

$$n = 2.32$$

Calculamos el esfuerzo máximo

$$\sigma_{max}' = (\sigma_a'^2 + \sigma_m'^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{max}' = ((311)^2 + (139)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{max}' = 341MPa$$

Comparamos el esfuerzo máximo de Von Mises con la resistencia a la fluencia $S_y = 1586MPa$ para acero AISI 4340 templado y revenido @ 600°F..

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{max}'}$$

$$n_y = \frac{1586}{341} = 4.65$$

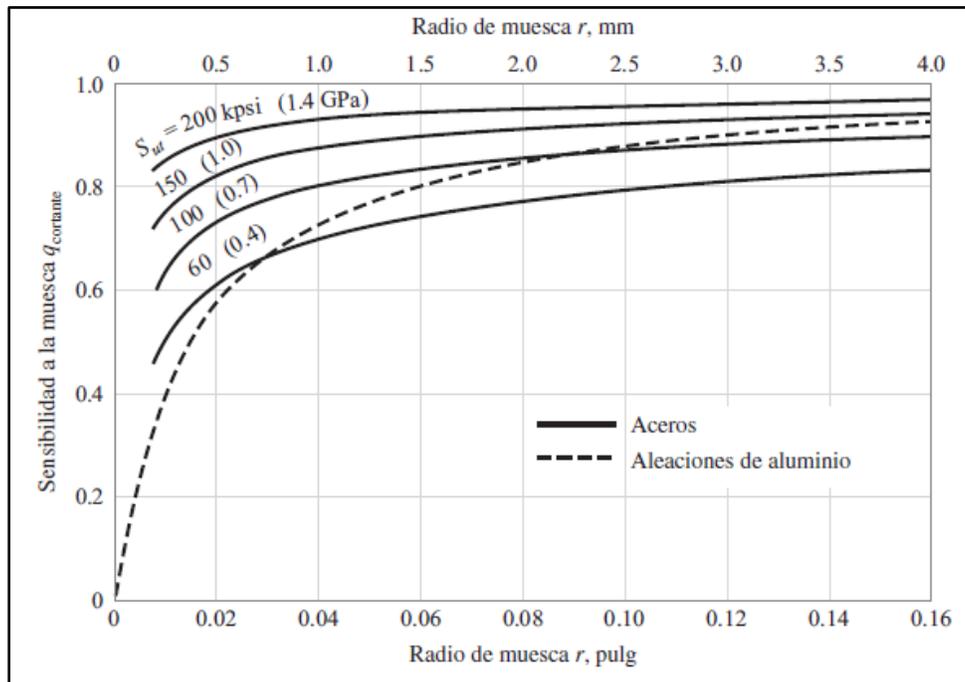


Figura A24. Selección de radio de la muesca

Diseño del tornillo de potencia para el avance de los rodillos inferiores

La carga que debe soportar los rodillos de la parte inferior corresponde a la mitad de la carga que necesita el rodillo superior para deflectar la viga, sin embargo, el tornillo de potencia está actuando a 80mm más alejado del eje de giro del conjunto basculante, por lo tanto, procedemos a determinar la carga P a partir de la sumatoria de momentos en el punto A.

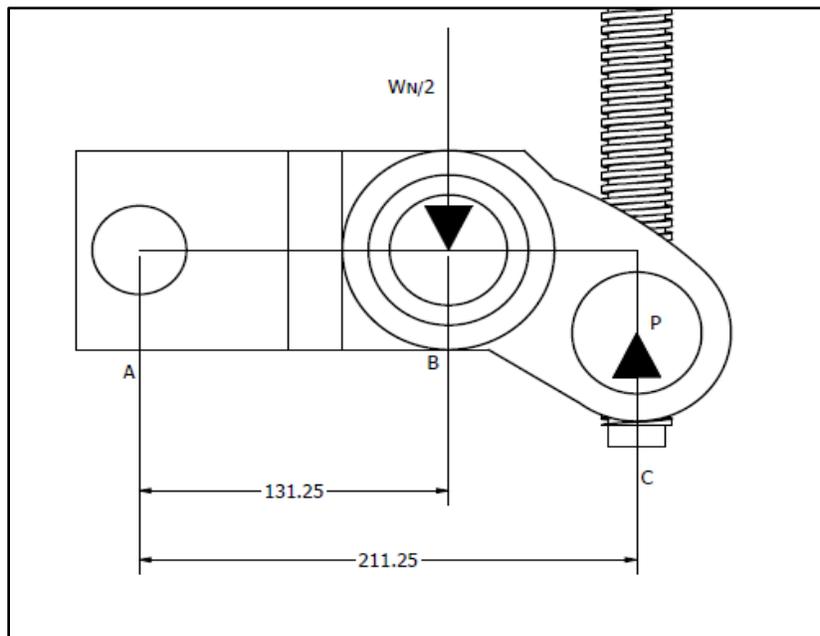


Figura A25. Diagrama de fuerzas en el conjunto basculante

$$\sum M_A = 0$$

$$211.25P - 131.25 \times 25 = 0$$

$$P = \frac{131.25 \times 25}{211.25}$$

$$P = 15.5 \text{ kN}$$

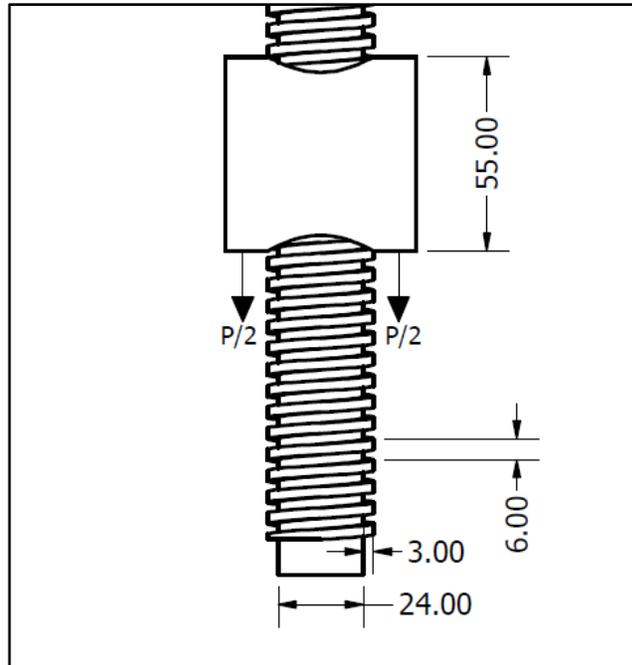


Figura A26. Diagrama de cuerpo libre del tornillo de transmisión de potencia

$$T = \frac{Pd_p}{2} \left(\frac{\mu\pi d_p + L}{\pi d_p - \mu L} \right) + \frac{\mu_c Pd_c}{2}$$

Donde:

P : Carga a elevar [N]

d_p : Diámetro medio del collarín de empuje [mm]

μ : Coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca

L : Avance [mm]

d_c : Diámetro medio del collarín de empuje [mm]

μ_c : Coeficiente de fricción en el cojinete de empuje

Datos del tornillo

Diámetro de paso: $d_p = 27mm$

Diámetro interno: $d_r = 24mm$

Avance: $L = 6mm$

Profundidad de la rosca: 3mm

Ancho de rosca: 3mm

A partir de la figura 30, se obtuvo la fuerza que ejerce el tornillo para levantar la carga, la cual es de 15.5kN, por lo tanto, se obtiene el torque necesario para levantar la carga

$$T = \frac{Pd_p}{2} \left(\frac{\mu\pi d_p + L}{\pi d_p - \mu L} \right) + \mu_c \frac{Pd_c}{2}$$
$$T = \frac{15.5 \cdot 27}{2} \left(\frac{(0.1)\pi(27) + 6}{\pi(27) - (0.1)(6)} \right) + (0.1) \frac{15.5 \cdot 55}{2}$$
$$T = 78.6Nm$$

A partir del torque necesario para poder elevar la carga, se procede a determinar la fuerza tangencial en la maneta del tornillo de potencia ubicado en la parte superior de la maquina roladora, por lo tanto:

$$F_M = \frac{T}{l}$$

Donde:

F_M : Fuerza tangencial aplicada en la maneta del rodillo [N]

l : Longitud de la maneta [m]

$$F_M = \frac{78.6}{0.3}$$

$$F_M = 524N$$

Diseño del eje piñón (engrane 4)

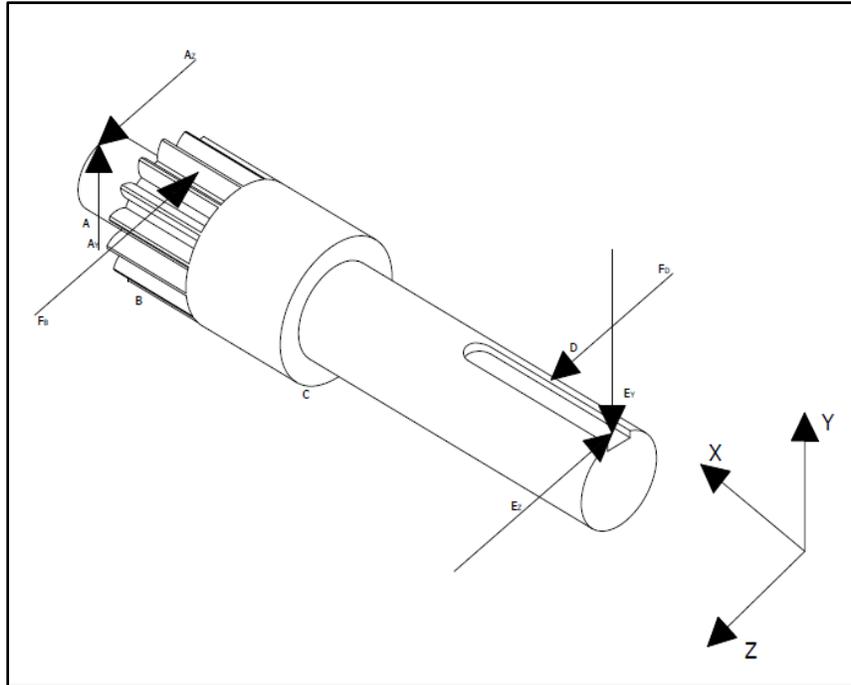


Figura A27. Diagrama de fuerzas aplicadas sobre el eje piñón principal

En el punto B, en el engrane del eje existen dos fuerzas de contacto W_t , que corresponde a la fuerza sobre el engrane superior y al engrane central, y este a su vez entrega potencia a los engranes laterales, por lo que la fuerza de contacto en este engrane equivale a dos veces la fuerza W_t , por lo tanto, el torque ejercido para superar esta carga se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$T_{eje\ piñon} = F_B r_p$$

$$T_{eje\ piñon} = 2W_t r_p$$

$$T_{eje\ piñon} = 2(3571)(26.25 \times 10^{-3})$$

$$T_{eje\ piñon} = 187 Nm$$

Dado que al principio se estableció que la velocidad angular del eje piñón debe ser de 14rpm para así obtener una velocidad en los rodillos de 7rpm, se procede a obtener la potencia con la que debe girar el eje principal que entrega potencia a todo el sistema, a partir de la siguiente expresión:

$$P_{eje\ piñon} = T_{eje\ piñon} \cdot \omega_{eje\ piñon}$$

$$P_{eje\ piñon} = 187 \cdot \frac{14 \cdot 2\pi}{60}$$

$$P_{eje\ piñon} = 274W$$

Por lo tanto, la potencia del eje principal deberá ser mayor o igual a 274W para que el sistema pueda funcionar sin complicaciones.

A partir de esta potencia, se procede a escoger el motor y el motorreductor que ofrezca el torque y la potencia necesaria.

A continuación, se elabora el diagrama de cortante y de momento considerando la fuerza máxima que se debería ejercer en el punto C del eje para que el sistema pueda moverse.

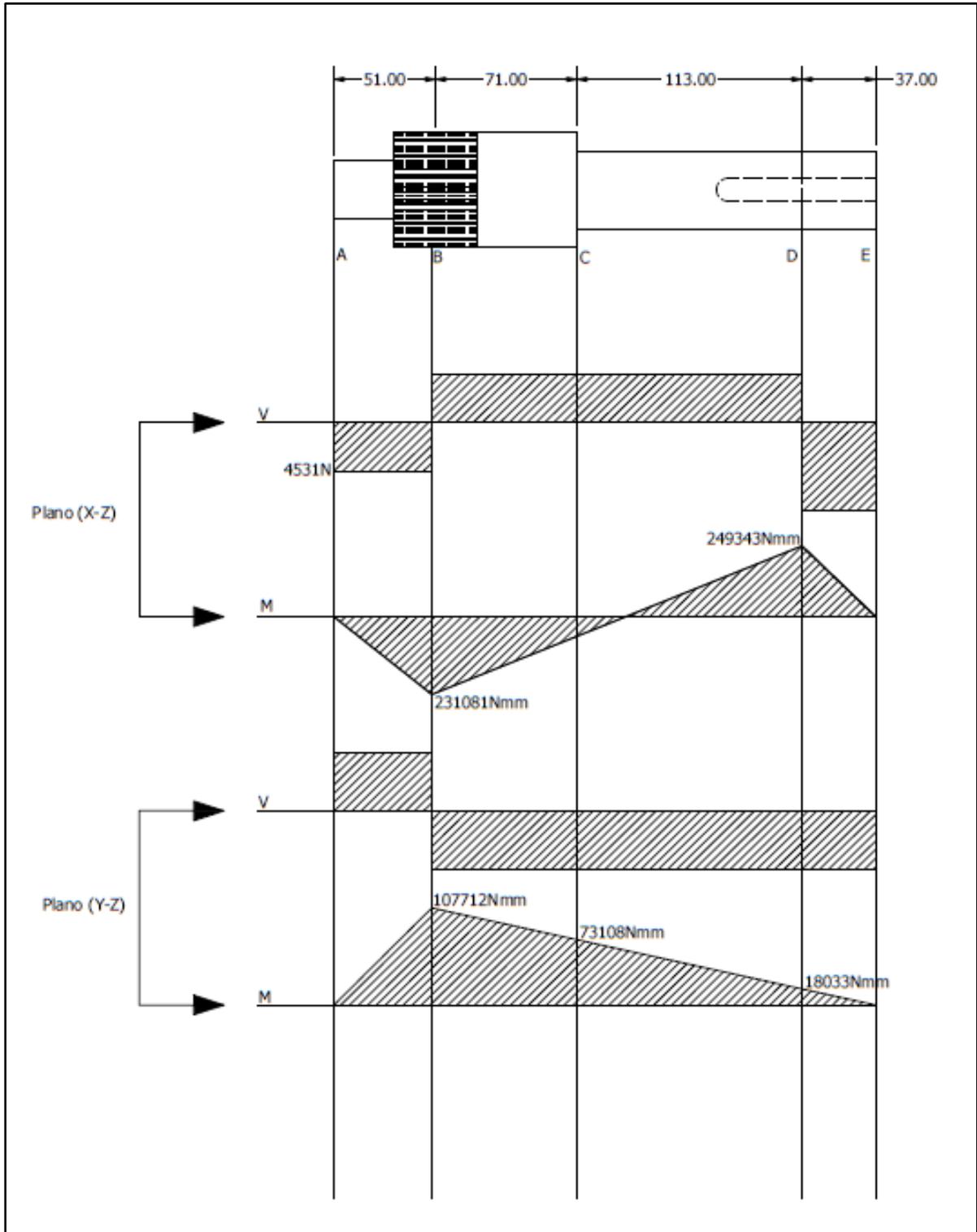


Figura A28. Diagrama de cortante y momento para el eje piñón principal

A partir del momento máximo ubicado en el punto D donde existe un concentrador de esfuerzos, se procede a determinar el diámetro apropiado del eje aplicando el mismo procedimiento para el eje de transmisión de potencia del rodillo superior. Para este caso el torque y el momento máximo obtenidos a partir del diagrama son los siguientes:

$$T_{eje\ piñon} = 187Nm$$

$$M_{eje\ piñon} = 249Nm$$

Aplicando la formula del diámetro para un eje

$$D = \left(\frac{16n}{\pi} \left(\frac{2K_f M_A}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_A)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right)^{1/3}$$

$$D = \left(\frac{16(2.0)}{\pi} \left(\frac{2(1.95)(249)}{955 \times 10^6} + \frac{[3((2.7)(187))^2]^{1/2}}{1742 \times 10^6} \right) \right)^{1/3}$$

$$D = 0.023m = 23mm$$

A continuación, se hallan los esfuerzos de flexión y de torsión para un diámetro de eje estándar de 40mm

Esfuerzo debido a la flexión

$$\sigma_a' = \frac{32K_f M_{eje\ piñon}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a' = \frac{32(1.95)(249)}{\pi(0.04)^3} = 77.3MPa$$

Esfuerzo debido a la torsión

$$\sigma_m' = \sqrt{3}(16) \frac{K_{fs} T_{\text{eje piñon}}}{\pi d^3}$$
$$\sigma_m' = \sqrt{3}(16) \frac{(2.7)(187)}{\pi(0.04)^3} = 67 \text{MPa}$$

Hallamos el factor de seguridad usando el criterio de Von Mises

$$n = \left(\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \right)^{-1}$$
$$n = \left(\frac{77.3}{886} + \frac{67}{1724} \right)^{-1}$$
$$n = 7.9$$

Calculamos el esfuerzo máximo

$$\sigma_{max}' = (\sigma_a'^2 + \sigma_m'^2)^{1/2}$$
$$\sigma_{max}' = ((77.3)^2 + (67)^2)^{1/2}$$
$$\sigma_{max}' = 102.3 \text{MPa}$$

Comparamos el esfuerzo máximo de Von Mises con la resistencia a la fluencia $S_y = 1586 \text{MPa}$ para acero AISI 4340 templado y revenido @ 600°F, como se muestra en la tabla 17.

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{max}'}$$
$$n_y = \frac{1586}{102.3} = 15.5$$

El factor de seguridad para el eje piñón es bastante considerable ya que se está utilizando un acero de alto esfuerzo de fluencia ideal para la fabricación de ejes y engranes.

Diseño y selección de materiales para rodillos

En la figura 24 se muestra el diagrama de cortante y momento al que está sometido el eje de transmisión de potencia de los rodillos, donde el momento y el torque máximo es aplicado en el punto A donde se posiciona el rodillo, por lo tanto, el momento y torque máximo correspondiente al rodillo son los siguientes: $M_A = 1002Nm$, $T_A = 375Nm$

Hacemos el análisis a partir de los esfuerzos sometidos debido a la flexión y a la torsión

Esfuerzo debido a la flexión

$$\sigma_a' = \frac{32K_f M_{rodillo}}{\pi d^3}$$
$$\sigma_a' = \frac{32(1.95)(1002)}{\pi(0.1)^3} = 20MPa$$

Esfuerzo debido a la torsión

$$\sigma_m' = \sqrt{3}(16) \frac{K_{fs} T_{rodillo}}{\pi d^3}$$
$$\sigma_m' = \sqrt{3}(16) \frac{(2.7)(375)}{\pi(0.1)^3} = 9MPa$$

A partir de la figura 35, se selecciona un acero que no presente una alta resistencia a la fluencia. Para este caso se ha escogido el acero AISI 1010 rolado en caliente con una resistencia ultima a la tensión $S_{ut} = 324MPa$ y una resistencia a la fluencia por tensión $S_y = 179MPa$

Hallamos el factor de condición superficial para este material

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = 4.51(324)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.974$$

Hallamos el factor de condición por tamaño del material

$$k_b = 1.24d^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24(100)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.757$$

Hallamos el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot K_f \cdot 0.5S_{ut}$$

$$S_e = (0.974)(0.757)(1)(1)(1)(1.95)0.5(324)$$

$$S_e = 233MPa$$

Calculamos el esfuerzo máximo del material

$$\sigma_{max}' = (\sigma_a'^2 + \sigma_m'^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{max}' = ((20)^2 + (9)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{max}' = 22MPa$$

Obtenemos el factor de seguridad

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{max}'}$$

$$n_y = \frac{179}{22} = 8$$

Número SAE/AISI	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1010	rolado en caliente	26	179	47	324	28	95
	rolado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	rolado en caliente	30	207	55	379	25	111
	rolado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	rolado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650 °F	50	345	75	517	32	149
	rolado en frío	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000 °F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800 °F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400 °F	94	648	123	848	17	495
1035	rolado en caliente	40	276	72	496	18	143
	rolado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	rolado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650 °F	54	372	86	593	28	170
	rolado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200 °F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800 °F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400 °F	86	593	113	779	19	262

Figura A29. Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono. Nota: Obtenido de diseño de máquinas (Pg. 990), Robert L. Norton. Cuarta edición. Pearson

Selección de rodamiento

En la figura 27, se ilustran las componentes de la fuerza que actúan en dirección radial al rodamiento en el punto B, denominadas como $B_y = 77979N$ y $B_z = 12910N$. Por lo tanto, se obtiene la componente de fuerza radial total en el punto B.

$$F_R = \sqrt{77979^2 + 12910^2}$$

$$F_R = 79040N = 79kN$$

Hallamos la carga equivalente

$$P = XF_R + YF_A$$

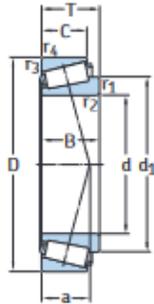
Sin embargo, no existen cargas axiales, por lo que la expresión se reduce simplemente a cargas radiales

$$P = XF_R$$

Por lo tanto, el coeficiente X toma el valor de 1 y la carga equivalente es igual a la carga radial

$$P = 79kN$$

8.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos métricos
d 35 – 45 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	básica dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	-
35	62	18	52,3	54	5,85	8 500	10 000	0,23	▶ 32007 X	4CC
	72	18,25	63,2	56	6,1	8 000	9 500	0,33	▶ 30207	3DB
	72	24,25	81,2	78	8,5	8 000	9 500	0,44	▶ 32207	3DC
	72	28	104	106	11,8	7 000	9 500	0,53	▶ 33207	2DE
	80	22,75	75,4	67	7,8	6 300	8 500	0,52	▶ 31307	7FB
	80	22,75	88,9	73,5	8,3	7 500	9 000	0,51	▶ 30307	2FB
	80	32,75	115	114	12,9	6 300	8 500	0,8	▶ 32307 B	5FE
	80	32,75	117	106	12,2	6 700	9 000	0,75	▶ 32307	2FE
38	63	17	45,7	52	5,4	8 500	10 000	0,2	JL 69349/310	L 69300
	63	17	45,7	52	5,4	8 500	10 000	0,21	JL 69345/310	L 69300
	63	17	45,7	52	5,4	8 500	10 000	0,21	JL 69349 A/310	L 69300
8.1	63	17	45,7	52	5,4	8 500	10 000	0,21	JL 69349 X/310	L 69300
40	68	19	64,7	71	7,65	7 500	9 500	0,28	▶ 32008 X	3CD
	75	26	97,5	104	11,4	7 000	9 000	0,5	▶ 33108	2CE
	80	19,75	75,8	68	7,65	7 000	8 500	0,42	▶ 30208	3DB

Figura A30. Especificaciones de rodamientos de rodillo. Obtenido de: (Manual de Rodamientos SKF, 2019)

Calculamos el factor de velocidad a partir de la ecuación

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{3/10}$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{7}\right)^{3/10}$$

$$f_n = 1.59$$

A partir de figura A30, seleccionamos el factor dinámico C para un rodamiento de rodillos con diámetro interior de 40mm. Por lo que hallamos el factor de vida a partir de la siguiente expresión:

$$f_h = f_n \frac{C}{P}$$

$$f_h = 1.59 \frac{64.7}{79} = 1.302$$

Calculamos la vida nominal

$$L_{10h} = 500 f_h^{10/3}$$

$$L_{10h} = 500 (1.302)^{10/3}$$

$$L_{10h} = 1205 \text{ horas}$$

Vida útil en millones de revoluciones

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6$$

$$L_{10} = \left(\frac{64.7}{79}\right)^3 * 10^6$$

$$L_{10} = 0.550 \text{ millones de revoluciones}$$

Diseño y selección de chavetas

A partir de la figura 27 se obtiene el torque máximo ubicado en la sección de la cuña, punto A el cual es de 375Nm. Dado que el diámetro del eje es de 40mm, a partir de la tabla se escoge las dimensiones de la cuña, la cual es de 12x8.

Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3.250 < d \leq 3.750$	0.875	0.750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3.750 < d \leq 4.500$	1.000	0.750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4.500 < d \leq 5.500$	1.250	0.875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5.500 < d \leq 6.500$	1.500	1.000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

Figura A31. Cuñas estandarizadas para diferentes diámetros de ejes. Nota: Obtenido de diseño de máquinas (Pg. 433), Robert L. Norton. Cuarta edición. Pearson

El material elegido fue el acero AISI 1010 rolado en frio, que presenta una resistencia a la tensión ultima $S_{ut} = 365MPa$, por lo que el límite de resistencia a la fatiga calculado para este material fue de $S_e = 262MPa$. Además, presenta una resistencia a la fluencia $S_y = 303MPa$.

A partir del torque calculamos la fuerza alternante y media de la cuña

$$F_a = F_m = \frac{T_{max}}{r_{eje}} = \frac{375}{0.02} = 18750N$$

Nuestra cuña debe presentar una longitud de 80mm, por lo tanto, procedemos a calcular el área de cortante y de contacto

Area del cortante

$$A_{cortante} = (ancho) \times (largo)$$

$$A_{cortante} = 80 \times 12 = 960 \text{mm}^2$$

Area de contacto

$$A_{contacto} = (largo) \times (altura/2)$$

$$A_{contacto} = 80 \times \frac{8}{2} = 320 \text{mm}^2$$

Calculamos el esfuerzo cortante medio y alternante

$$\tau_a = \tau_m = \frac{F_m}{A_{cortante}} = \frac{18750 \text{N}}{960 \text{mm}^2} = 19.5 \text{MPa}$$

Como las chavetas están sometidas mayormente a esfuerzos cortantes, la ecuación de esfuerzo de Von Mises queda reducida a la siguiente expresión, tanto para el esfuerzo medio y alternante:

$$\sigma_a' = \sigma_m' = \sqrt{3(\tau_{a,m})^2} = \sqrt{3(19.5)^2} = 34 \text{MPa}$$

Calculamos el factor de seguridad contra la fatiga

$$N_f = \left(\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \right)^{-1}$$

$$N_f = \left(\frac{34}{233} + \frac{34}{324} \right)^{-1} = 3.98$$

Calculamos el esfuerzo máximo de contacto sobre la cuña

$$\sigma_{\max} = \frac{F_a + F_m}{A_{\text{contacto}}}$$
$$\sigma_{\max} = \frac{18750 + 18750}{320} = 117 \text{MPa}$$

Calculamos el factor de seguridad por falla de presión por contacto

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$
$$N_s = \frac{303}{117} = 2.6$$

Deflexión de vigas con carga puntual en el centro

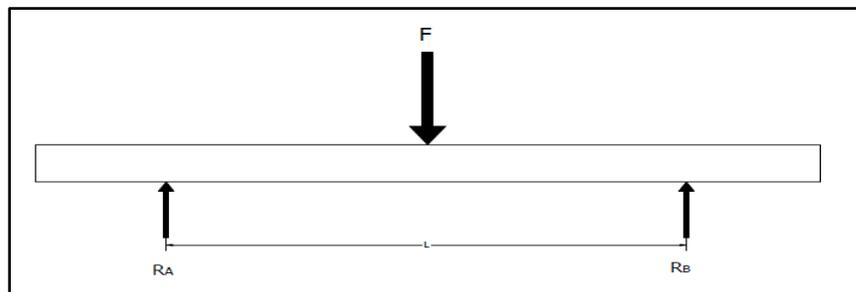
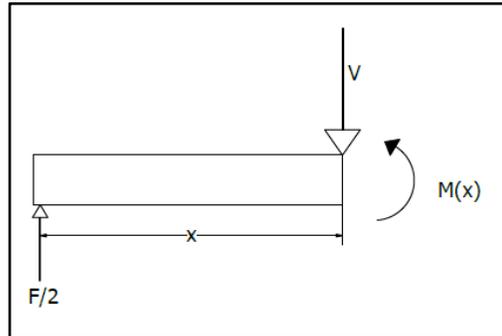


Figura A32. Cargas aplicadas en el centro en una viga con apoyos en los extremos

A partir de la ecuación de curva elástica

$$EI \frac{d^2 v}{dx^2} = M(x)$$

Realizamos el cortante en un extremo de la viga



Hallamos el momento $M(x)$

$$\sum M = 0$$

$$M(x) - \frac{Fx}{2} = 0$$

$$M(x) = \frac{Fx}{2}$$

Sustituimos en la ecuación de la curva elástica

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = \frac{Fx}{2}$$

Integramos para hallar la primera derivada

$$EI \int \frac{d^2v}{dx^2} dx = \int \frac{Fx}{2}$$

$$EI \frac{dv}{dx} = \frac{Fx^2}{2} + C_1$$

Integramos por segunda

$$EI \int \frac{dv}{dx} = \int \left(\frac{Fx^2}{2} + C_1 \right)$$

$$EIv = \frac{Fx^3}{2} + C_1x + C_2$$

Condiciones

$$x = 0; v = 0$$

$$x = \frac{L}{2}; \frac{dv}{dx} = 0$$

Hallamos las constantes C_1 y C_2

C_1 :

$$EI(0) = \frac{F \left(\frac{L}{2}\right)^2}{2} + C_1 \rightarrow C_1 = -\frac{FL^2}{16}$$

C_2 :

$$EI(0) = \frac{F(0)^3}{2} + C_1(0) + C_2 \rightarrow C_2 = 0$$

Por lo tanto, la ecuación para la deflexión queda:

$$EIv = \frac{Fx^3}{2} - \frac{FL^2}{16}x$$

$$v = \frac{Fx^3}{2EI} - \frac{FL^2}{16EI}x$$

La deflexión en el punto medio de la viga se da cuando $x = \frac{L}{2}$

$$v = \frac{F \left(\frac{L}{2}\right)^3}{2EI} - \frac{FL^2}{16EI} \left(\frac{L}{2}\right)$$

$$v = -\frac{1}{48} \frac{FL^3}{EI}$$

Se procede a determinar la pendiente de la viga a partir de la primera derivada para $x = 0$

$$\vartheta = -\frac{1}{16} \frac{FL^2}{EI}$$

Deflexión de vigas

A partir de las siguientes definiciones se calcula la deflexión y la pendiente de la viga según la fuerza aplicada

$$v = -\frac{1}{48} \frac{FL^3}{EI}$$

$$\vartheta = -\frac{1}{16} \frac{FL^2}{EI}$$

Donde:

F : Carga puntual centrada [N]

L : Longitud de la viga [m]

E : Modulo de elasticidad [Pa]

I : Inercia [m⁴]

Perfil rectangular (Platina)

$$v = -\frac{1}{48} \frac{FL^3}{EI}$$

$$v = -\frac{1}{48} \frac{(10000N)(0.25m)^3}{(200 \times 10^9 Pa)(62.5 \times 10^{-9} m^4)} \times 1000$$

$$v = 0.4294 mm$$

$$\vartheta = -\frac{1}{16} \frac{FL^2}{EI}$$

$$\vartheta = -\frac{1}{16} \frac{(10000N)(0.25m)^2}{(200 \times 10^9 Pa)(62.5 \times 10^{-9} m^4)}$$

$$\vartheta = -0.005 \text{ rad} = 0.005 \text{ rad}$$

N°	Fuerza aplicada [N]	Deflexión [mm]	Pendiente [rad]
1	10000	0.4294	0.005
2	20000	0.8588	0.009
3	30000	1.2882	0.014
4	40000	1.7176	0.018
5	50000	2.1469	0.023
6	60000	2.5763	0.027
7	70000	3.0057	0.032
8	80000	3.4351	0.036
9	90000	3.8645	0.041
10	100000	4.2939	0.045
11	125000	5.6250	0.056

Tabla A3. Resultados de deflexión y pendiente para el perfil rectangular con diferentes cargas

Angulo L

$$v = -\frac{1}{48} \frac{(10000N)(0.25m)^3}{(200 \times 10^9 Pa)(1.32292 \times 10^{-7} m^4)} \times 1000$$

$$v = -0.2126 mm = 0.2126$$

$$\vartheta = -\frac{1}{16} \frac{(10000N)(0.25m)^2}{(250 \times 10^6 Pa)(1.32292 \times 10^{-7} m^4)}$$

$$\vartheta = -0.0021 rad = 0.0021 rad$$

N°	Fuerza aplicada [N]	Deflexión [mm]	Pendiente [rad]
1	10000	0.2126	0.0021
2	20000	0.4252	0.0043
3	30000	0.6378	0.0064
4	40000	0.8504	0.0085
5	50000	1.0630	0.0106
6	60000	1.2756	0.0128
7	70000	1.4882	0.0149
8	80000	1.7008	0.0170
9	90000	1.9134	0.0191
10	100000	2.1260	0.0213
11	125000	2.7902	0.0266

Tabla A4. Resultados de deflexión y pendiente para el perfil angular con diferentes cargas

Canal C

$$v = -\frac{1}{48} \frac{(10000N)(0.25m)^3}{(200 \times 10^9 Pa)(2.9 \times 10^{-8} m^4)} \times 1000$$

$$v = -0.56124 mm = 0.56124 mm$$

$$\vartheta = -\frac{1}{16} \frac{(10000N)(0.25m)^2}{(200 \times 10^9 Pa)(2.9 \times 10^{-8} m^4)}$$

$$\vartheta = -0.00970 rad = 0.00970 rad$$

N°	Fuerza aplicada [N]	Deflexión [mm]	Pendiente [rad]
1	10000	0.56124	0.00970
2	20000	1.12249	0.01940
3	30000	1.68373	0.02909
4	40000	2.24497	0.03879
5	50000	2.80621	0.04849
6	60000	3.36746	0.05819
7	70000	3.92870	0.06789
8	80000	4.48994	0.07759
9	90000	5.05119	0.08728
10	100000	5.61243	0.09698

Tabla A5. Resultados de deflexión y pendiente para el perfil U con diferentes cargas

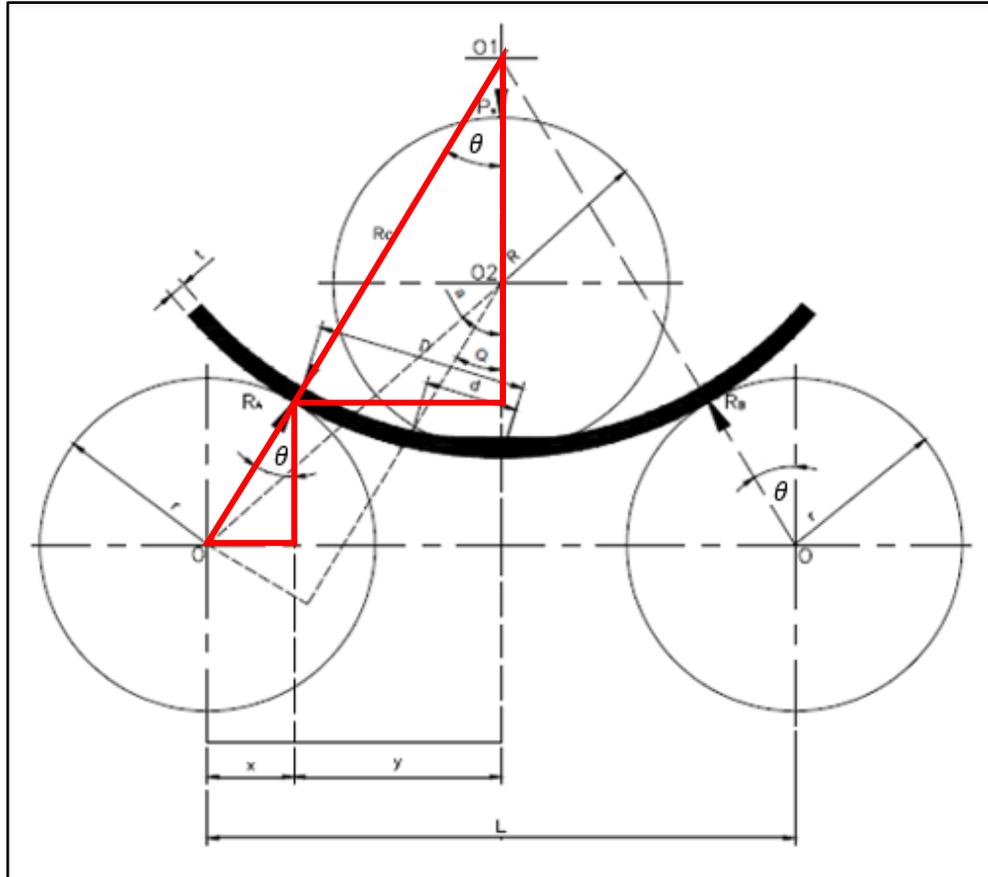


Figura A33. Arreglo geométrico de los rodillos y viga en deflexión. Adaptado de: (IZA BYRON, 2007)

A partir del arreglo geométrico de los rodillos y la sección a curvar, se deduce las siguientes expresiones a partir del triángulo rectángulo

$$y = \frac{R_c * L}{2(R_c + r)}$$

$$R_c = \frac{v^2 + y^2}{2v}$$

$$\theta = \arcsin\left(\frac{y}{R_c}\right)$$

Donde

y : Distancia del punto de apoyo de la viga con el rodillo inferior hacia el eje medio

R_c : Corresponde al radio de curvatura del perfil [mm]

v : Deflexión de la viga [mm]

r : Radio de los rodillos inferiores [mm]

L : Longitud de la viga [mm]

θ : Angulo formado por el radio de curvatura y el eje medio [rad]

Cálculo de la distancia y para diferentes radios de curvatura

Como primer calculo se, estima el radio de curvatura logrado en una primera pasada, comenzando con 1000mm

$$y = \frac{R_c * L}{2(R_c + r)}$$

$$y = \frac{(200)(250)}{2(200 + 65)}$$

$$y = 113.2075mm$$

Luego procedemos a determinar la deflexión necesaria para lograr ese radio en una primera pasada

$$R_c = \frac{v^2 + y^2}{2v}$$

$$\frac{(36)^2 + (113.2075)^2}{2(36)} = 195.9991mm$$

Se procede a determinar el ángulo θ tal como se muestra en la figura

$$\theta = \arcsin\left(\frac{y}{R_c}\right)$$

$$\theta = \arcsin\left(\frac{113.2075}{195.9991}\right)$$

$$\theta = 35.2813^\circ$$

Por lo tanto, se requiere de una deflexión de aproximadamente 36mm para alcanzar un radio de curvatura de 200mm en una primera pasada, sin embargo, para lograrlo se requiere de una mayor fuerza, por lo que se procede a determinar el número de pasadas mínimas para alcanzar dicho radio aplicando la fuerza máxima de 50kN.

A continuación, se muestran las tablas de resultados obtenidas del número de pasadas necesarias para cada perfil aplicando la fuerza máxima de deflexión hasta lograr un radio de 200mm

Número de pasadas	Distancia y [mm]	Deflexión máxima alcanzada con 50kN	Radio de curvatura [mm]	Angulo θ
1	147.4184	1.3021	8345.8100	1.0121
2	124.2556	2.6042	2965.6764	2.4013
3	122.9275	3.9063	1936.1828	3.6401
4	121.8533	5.2083	1428.0330	4.8950
5	120.7714	6.5104	1123.4395	6.1713
6	119.6738	7.8125	920.5023	7.4701
7	118.5600	9.1146	775.6557	8.7922
8	117.4303	10.4167	667.1219	10.1383
9	116.2846	11.7188	582.8027	11.5092
10	115.1233	13.0208	515.4400	12.9058
11	113.9467	14.3229	460.4156	14.3288
12	112.7551	15.6250	414.6511	15.7790
13	111.5490	16.9271	376.0162	17.2571
14	110.3292	18.2292	342.9897	18.7639
15	109.0963	19.5313	314.4568	20.3000
16	107.8512	20.8333	289.5818	21.8660
17	106.5950	22.1354	267.7264	23.4625
18	105.3290	23.4375	248.3949	25.0898
19	104.0546	24.7396	231.1964	26.7481
20	102.7735	26.0417	215.8189	28.4376

Tabla A6. Número de pasadas necesarias para alcanzar el radio de curvatura mínimo del perfil rectangular

Número de pasadas	Distancia y [mm]	Deflexión máxima alcanzada con 50kN	Radio de curvatura [mm]	Angulo θ
1	149.1830	0.6142	18118.1195	0.47177
2	124.6560	1.2284	6325.6560	1.12916
3	124.0197	1.8426	4174.6791	1.70237
4	123.5206	2.4568	3106.4018	2.27886
5	123.0199	3.0710	2465.5757	2.85995
6	122.5155	3.6851	2038.4052	3.44575
7	122.0073	4.2993	1733.3231	4.03633
8	121.4953	4.9135	1504.5473	4.63179
9	120.9795	5.5277	1326.6432	5.23219
10	120.4600	6.1419	1184.3503	5.83762
11	119.9366	6.7561	1067.9571	6.44817
12	119.4094	7.3703	970.9896	7.06393
13	118.8785	7.9845	888.9658	7.68498
14	118.3437	8.5987	818.6841	8.31141
15	117.8052	9.2129	757.7969	8.94331
16	117.2629	9.8270	704.5435	9.58077
17	116.7168	10.4412	657.5775	10.22387
18	116.1670	11.0554	615.8517	10.87272
19	115.6135	11.6696	578.5395	11.52739
20	115.0563	12.2838	544.9796	12.18799

Tabla A7. Número de pasadas necesarias para alcanzar el radio de curvatura mínimo del perfil angular

Número de pasadas	Distancia y [mm]	Deflexión máxima alcanzada con 50kN	Radio de curvatura [mm]	Angulo θ
1	148.2776	2.8062	3918.8246	2.1684
2	123.425226	5.6124	1359.9538	5.2071
3	120.567231	8.4186	867.5586	7.9884
4	118.188446	11.2249	627.8257	10.8507
5	115.77934	14.0311	484.7002	13.8197
6	113.311208	16.8373	389.6984	16.9038
7	110.78571	19.6435	322.2272	20.1093
8	108.209181	22.4497	272.0128	23.4412
9	105.590831	25.2559	233.3568	26.9033
10	102.943005	28.0621	202.8489	30.4965
11	100.281675	30.8684	178.3261	34.2184
12	97.626876	33.6746	158.3537	38.0617
13	95.0029289	36.4808	141.9433	42.0131
14	92.4382975	39.2870	128.3924	46.0516
15	89.9648834	42.0932	117.1866	50.1483
16	87.616616	44.8994	107.9371	54.2659
17	85.4272904	47.7056	100.3409	58.3610
18	83.4278026	50.5119	94.1526	62.3860
19	81.6431712	53.3181	89.1670	66.2939
20	80.0899263	56.1243	85.2067	70.0428

Tabla A8. Número de pasadas necesarias para alcanzar el radio de curvatura mínimo del perfil

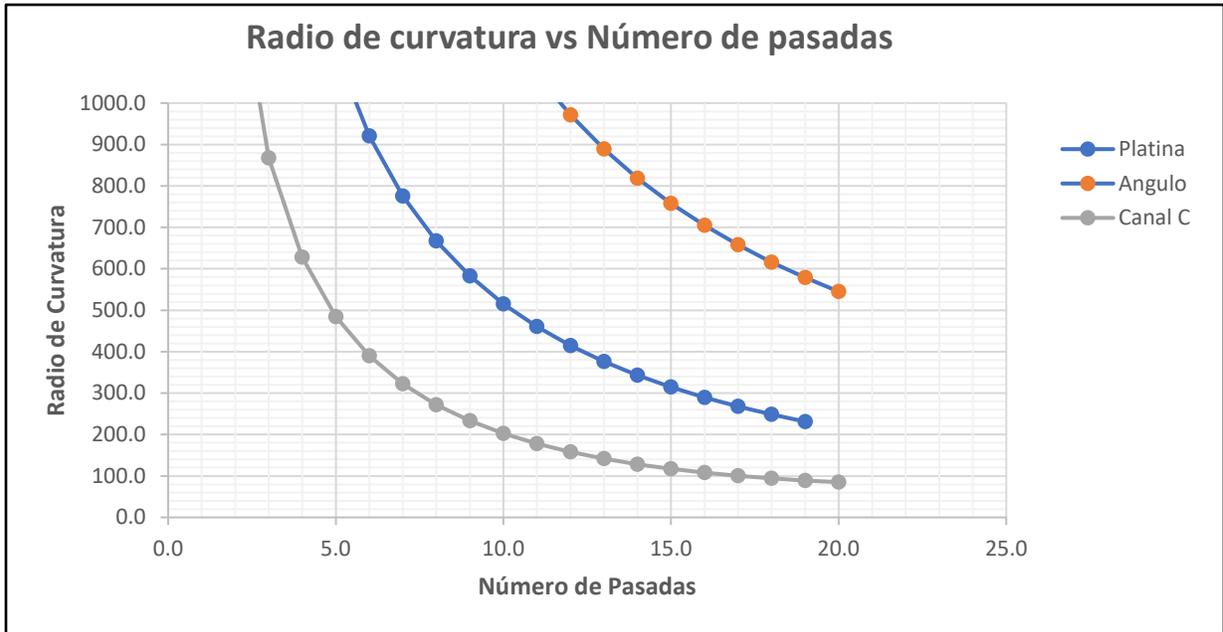


Figura A34. Radio de curvatura alcanzado en función del número de pasada

Apéndice B

Análisis de carga en los componentes del sistema

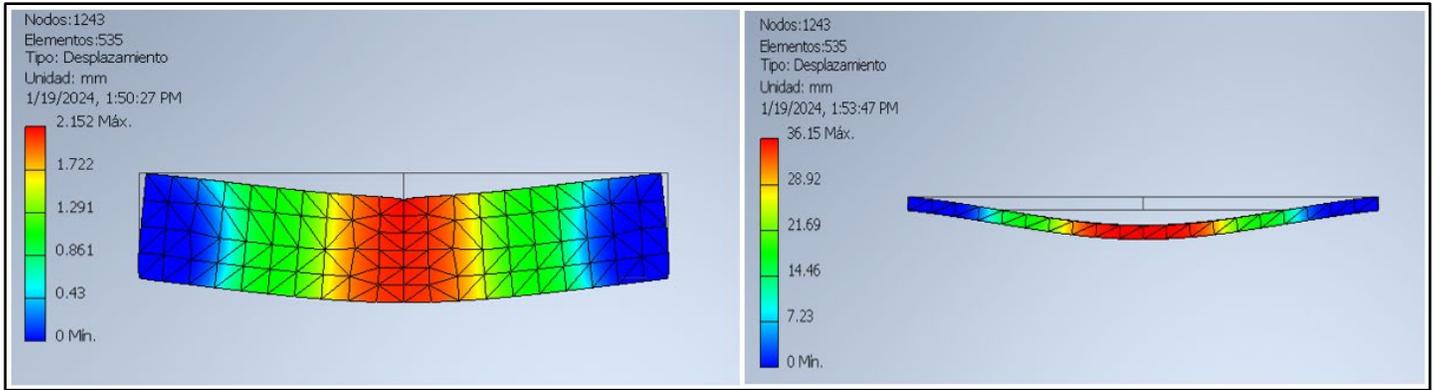


Figura B1. Análisis de estructura Platina

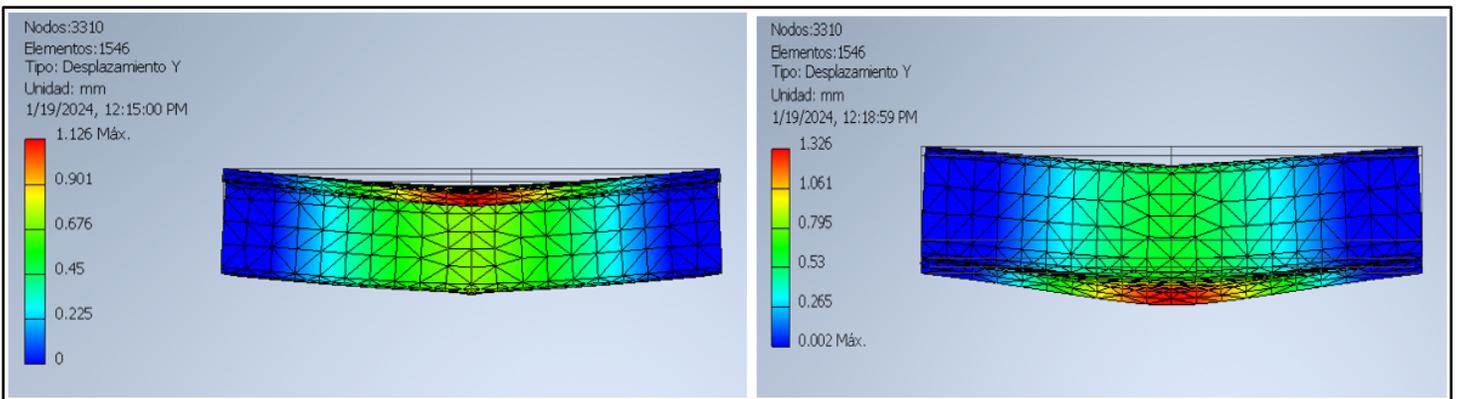


Figura B2. Análisis de estructura Angulo L

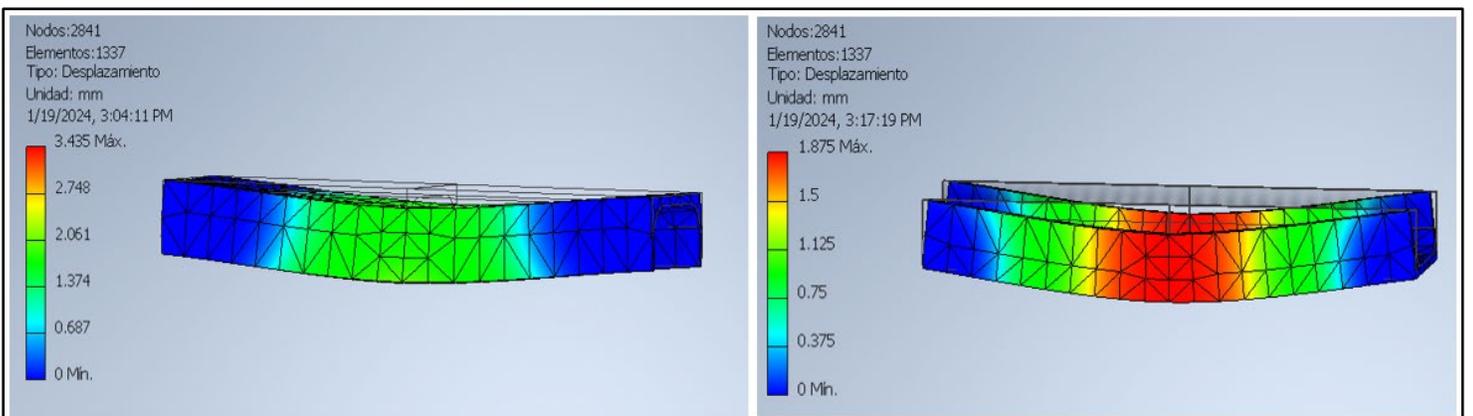


Figura B3. Análisis de estructura Canal U

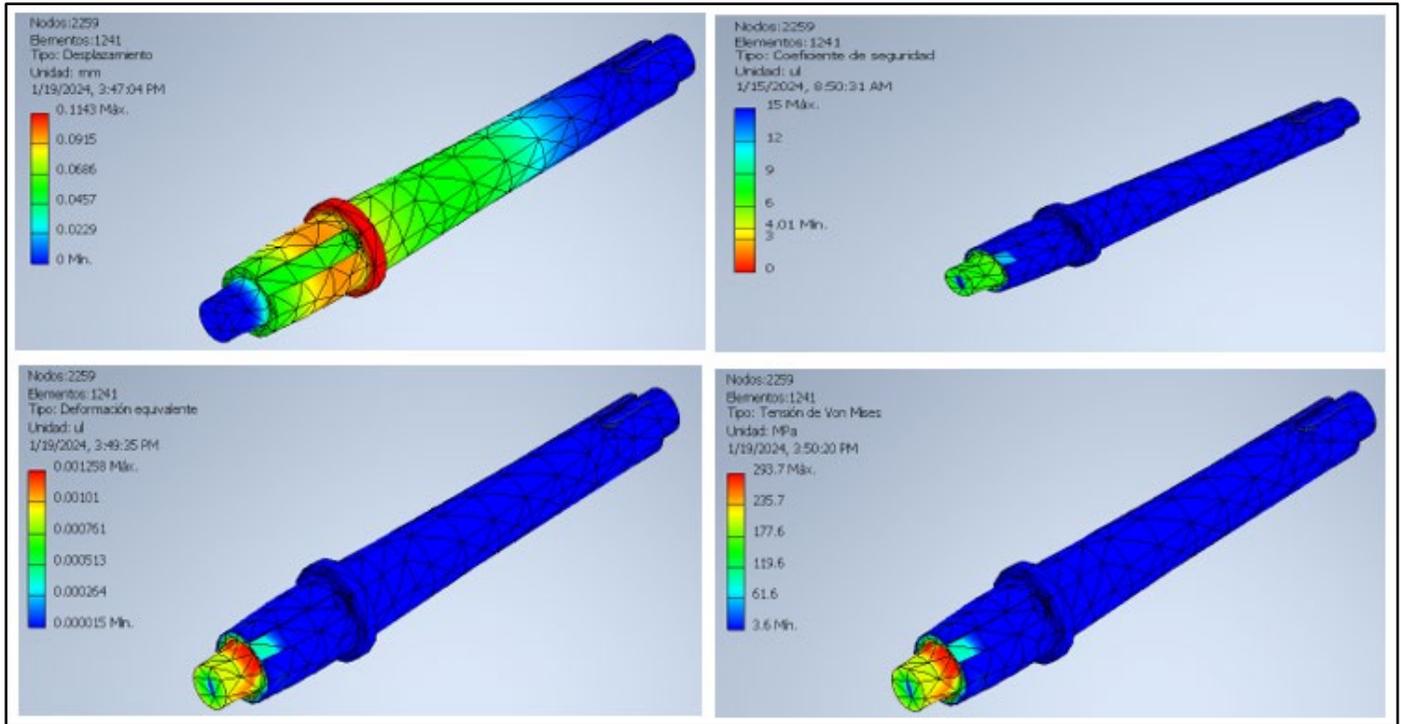


Figura B4. Simulación de carga eje de transmisión de potencia

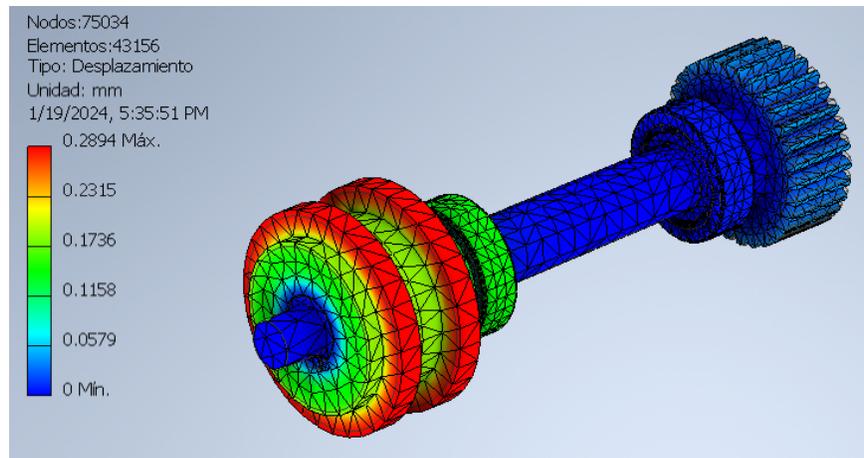


Figura B5. Conjunto engrane - eje -rodillo

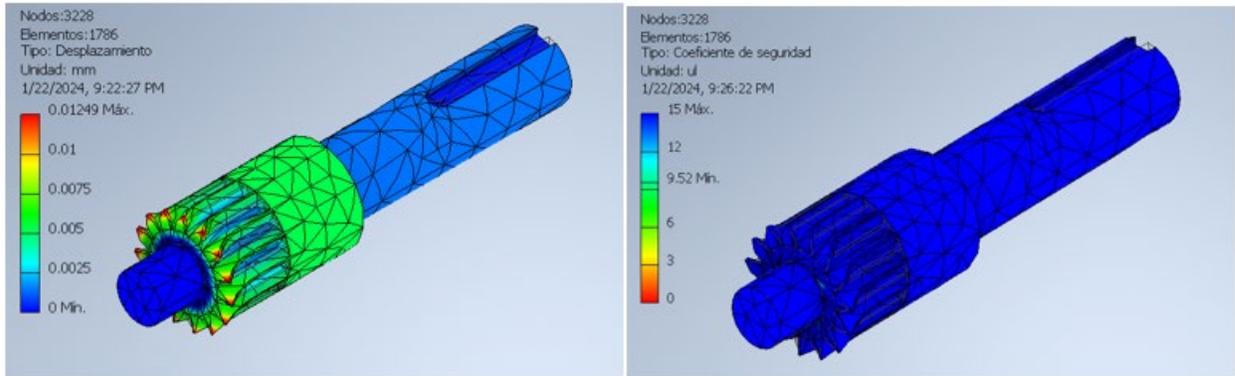


Figura B6. Carga sobre el eje piñón principal

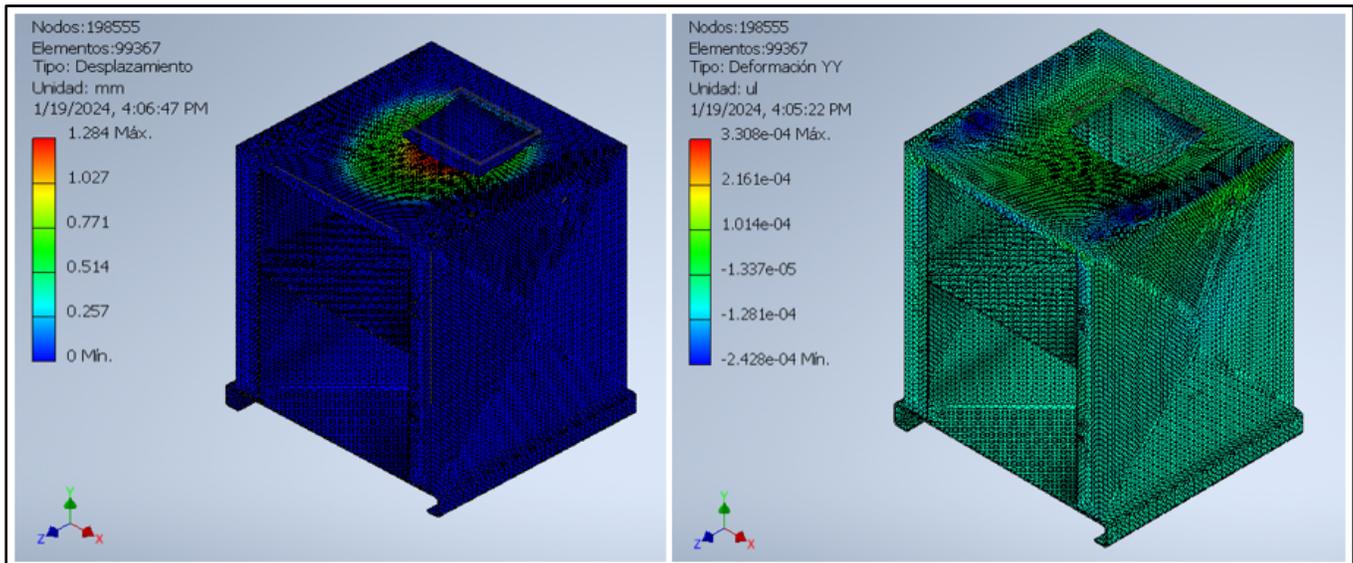


Figura B7. Simulación de carga estática, base de roladora

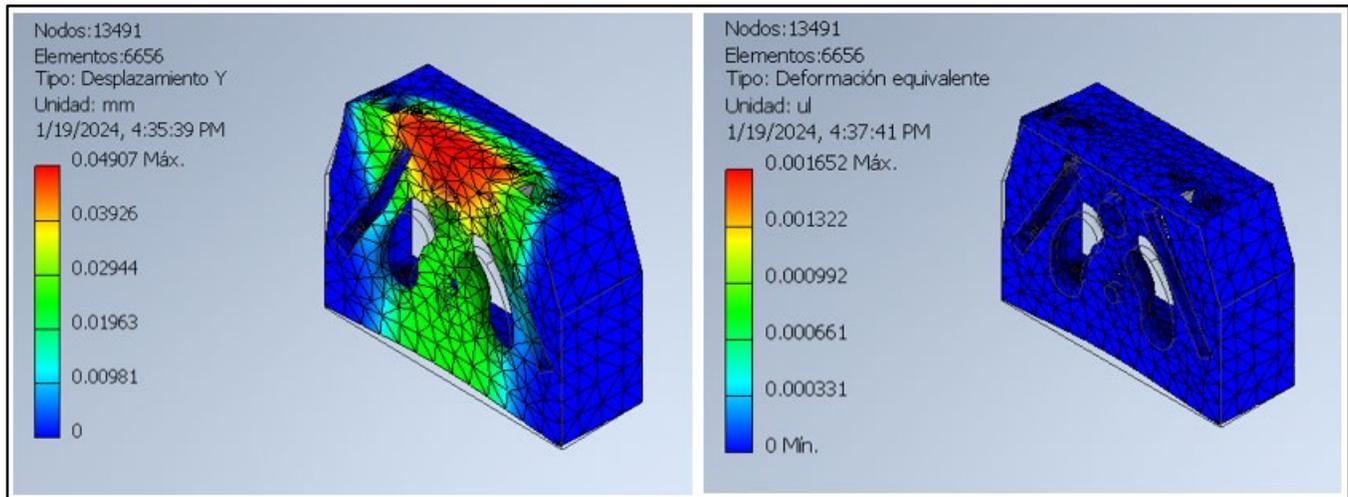


Figura B8. Simulación de carga estática, estructura caja delantera

Apéndice C

Cotización de materiales y tablas de costo

Presupuesto # PT-2024-28490

Fecha de presupuesto: 12/01/2024 Comercial: Genesis Barahona Fecha de confirmación:

Descripción	Almacén	Precio	Descuento	Subtotal	Cantidad	UdM	Precio
		unitario	unitario	Unitario			total
[01 31 1-705 (4340) 60 MM.] ACERO BONIFICADO + LAM. CALIENTE 705/AISI 4340 (BARRA REDONDA) (Ø 60 MM) Número de Piezas: 2 Longitud (mm): 60	MATRIZ GYE	\$ 5,91	\$ 0,00	\$ 5,91	2,7240	KG	\$ 16,09
[01 31 1-705 (4340) 45 MM.] ACERO BONIFICADO + LAM. CALIENTE 705/AISI 4340 (BARRA REDONDA) (Ø 45 MM) Número de Piezas: 2 Longitud (mm): 465	MATRIZ GYE	\$ 5,91	\$ 0,00	\$ 5,91	11,9040	KG	\$ 70,30
[01 31 1-705 (4340) 45 MM.] ACERO BONIFICADO + LAM. CALIENTE 705/AISI 4340 (BARRA REDONDA) (Ø 45 MM) Número de Piezas: 3 Longitud (mm): 435	MATRIZ GYE	\$ 5,91	\$ 0,00	\$ 5,91	16,7040	KG	\$ 98,65
[01 31 1-705 (4340) 65 MM.] ACERO BONIFICADO + LAM. CALIENTE 705/AISI 4340 (BARRA REDONDA) (Ø 65 MM) Número de Piezas: 1 Longitud (mm): 280	MATRIZ GYE	\$ 5,91	\$ 0,00	\$ 5,91	7,4480	KG	\$ 43,99
[01 31 1-705 (4340) 170 MM.] ACERO BONIFICADO + LAM. CALIENTE 705/AISI 4340 (BARRA REDONDA) (Ø 170 MM) Número de Piezas: 1 Longitud (mm): 45	MATRIZ GYE	\$ 5,91	\$ 0,00	\$ 5,91	8,1950	KG	\$ 48,40
[01 31 1-705 (4340) 110 MM.] ACERO BONIFICADO + LAM. CALIENTE 705/AISI 4340 (BARRA REDONDA) (Ø 110 MM) Número de Piezas: 3 Longitud (mm): 65	MATRIZ GYE	\$ 5,91	\$ 0,00	\$ 5,91	14,8590	KG	\$ 87,75
[04 32 1-SAE 1018 6"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 6") Número de Piezas: 3 Longitud (mm): 60	MATRIZ GYE	\$ 2,42	\$ 0,00	\$ 2,42	25,7750	KG	\$ 62,40

Teléfono: +593 4395 1777 Correo electrónico: factura.electronica@bohman.com.ec

Web: <https://www.bohman.com.ec> Identificación: 0990320810001

Página: 1 / 2

Figura C1. Presupuesto de aceros útiles



IVAN BOHMAN C.A.
KM 6.5 VÍA DAULE LADO DERECHO S/N KM 6.5 VÍA
DAULE LADO DERECHO S/N
Ecuador GUAYAS Guayaquil 090601

Descripción	Almacén	Precio unitario	Descuento unitario	Subtotal Unitario	Cantidad	UdM	Precio total
[04 32 1-SAE 1018 1 3/4"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 1 3/4") Número de Piezas: 2 Longitud (mm): 320	MATRIZ GYE	\$ 2,19	\$ 0,00	\$ 2,19	7,7960	KG	\$ 17,05
[04 32 1-SAE 1018 2"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 2") Número de Piezas: 1 Longitud (mm): 295	MATRIZ GYE	\$ 2,19	\$ 0,00	\$ 2,19	4,6940	KG	\$ 10,26
[04 32 1-SAE 1018 2 1/2"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 2 1/2") Número de Piezas: 2 Longitud (mm): 60	MATRIZ GYE	\$ 2,19	\$ 0,00	\$ 2,19	2,9830	KG	\$ 6,52
[04 32 1-SAE 1018 7/8"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 7/8") Número de Piezas: 4 Longitud (mm): 720	MATRIZ GYE	\$ 2,19	\$ 0,00	\$ 2,19	8,7710	KG	\$ 19,18
[04 32 1-SAE 1018 1"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 1") Número de Piezas: 2 Longitud (mm): 335	MATRIZ GYE	\$ 2,19	\$ 0,00	\$ 2,19	2,6650	KG	\$ 5,83
[04 32 1-SAE 1018 1 1/2"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 1 1/2") Número de Piezas: 2 Longitud (mm): 75	MATRIZ GYE	\$ 2,19	\$ 0,00	\$ 2,19	1,3420	KG	\$ 2,93
[SERVICIO DE CORTE DE METALES] SERVICIO DE CORTE DE METALES	MATRIZ GYE	\$ 1,50	\$ 0,00	\$ 1,50	17,0000	UN	\$ 25,50
[SERVICIO DE CORTE DE METALES] SERVICIO DE CORTE DE METALES	MATRIZ GYE	\$ 3,00	\$ 0,00	\$ 3,00	8,0000	UN	\$ 24,00
				Subtotal			\$ 538,85
				I.V.A. 12% en \$ 538,85			\$ 64,66
				Total			\$ 603,51

Figura C2. Costo total de materiales más IVA



R.U.C.: 0992124377001
Km. 6.5 Vía a Daule
04-3714900
Guayaquil - Ecuador

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
Desde el 1 de marzo del 2018
Según resolución SRI. N°
NAC-DGERSGE18-00000228-E

COTIZACION No. 126096

CODIGO 0
CLIENTE SAMUEL CEDEÑO
DIRECCION /
E-MAIL facturacion@jngdelecuador.com
FECHA miércoles-27-diciembre-2023
TELEFONOS /
ATT.
VENDEDOR ZAMBRANO DEL VALLE ANGEL

DE ACUERDO A SU SOLICITUD NOS ES GRATO PRESENTAR LA COTIZACION DE

ITEM	COD	DESCRIPCION	CANTIDAD	UND.	PRECIO	DCTO.	TOTAL
1	0398	MOT/RED SF/C ANGULAR 2HP; n2:20; i:60; A:42 T:478Nm CON BRIDA LATERAL NMRVF110-M90-4 SIEMENS	1	UNIDAD	1,668.000	38%	1,034.16
FORMA DE PAGO CONTADO					SUBTOTAL	USD \$	1,034.16
TIEMPO DE ENTREGA					+ I.V.A:	12%	124.10
VALIDEZ					TOTAL OFERTADO:	USD \$	1,158.26
OBSERVACION TIENE UNA SALIDA DE 20 RPM							

JNG del Ecuador
ZAMBRANO DEL VALLE ANGEL
0990521372
ventas3@jngdelecuador.com

Figura C3. Proforma - Motor reductor



R.U.C.: 0992124377001
Km. 6.5 Vía a Daule
04-3714900
Guayaquil - Ecuador

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
Desde el 1 de marzo del 2018
Según resolución SRI. N°
NAC-DGERSGE18-00000228-E

COTIZACION No. 126097

CODIGO 0
CLIENTE SAMUEL CEDEÑO
DIRECCION /
E-MAIL facturacion@jngdelecuador.com
FECHA miércoles-27-diciembre-2023
TELEFONOS /
ATT.
VENDEDOR ZAMBRANO DEL VALLE ANGEL

DE ACUERDO A SU SOLICITUD NOS ES GRATO PRESENTAR LA COTIZACION DE

ITEM	COD	DESCRIPCION	CANTIDAD	UND.	PRECIO	DCTO.	TOTAL
1	0397	MOTOR REDUCTOR 2HP; n2:20; i:60; A:42 T:478Nm CON BRIDA LATERAL NMRVF110-M90-4 SIEMENS	1	UNIDAD	1,245.100	38%	771.96
2	100465571	...	1	UNIDAD	467.000	38%	289.54
3	0958	SWITCH DE PEDAL HEAVY DUTY C/PROTEC.15A 250V-XURUI	2	UNIDAD	22.000	22%	34.32
FORMA DE PAGO CONTADO					SUBTOTAL	USD \$	1,095.82
TIEMPO DE ENTREGA					+ I.V.A:	12%	131.50
VALIDEZ					TOTAL OFERTADO:	USD \$	1,227.32
OBSERVACION TIENE UNA SALIDA DE 40 RPM							

JNG del Ecuador
ZAMBRANO DEL VALLE ANGEL
0990521372
ventas3@jngdelecuador.com

Figura C 4. Cotización pedal de maquina

WELCOME PRODUCTS ▾ OUR STORY FAQ CONTACT FINANCING

Products > MC400: Planetary-Style Roll Bender (Bend up to 2.5" O.D. Round Tube) > MC200H: Roll Bender (Bend up to 3" O.D. Round Tube) / MC650: Roll Bender (Bend up to 4" O.D. Round Tube)

MC400: Planetary-Style Roll Bender (Bend up to 2.5" O.D. Round Tube)

Ready to place an order, or do you have any questions?
Call us at (704) 703-9400

Price: \$13,668

PAYMENTS AS LOW AS **\$290 /mo**
CLICK TO APPLY

Electrical Options:

- 220V / 3PH / 60Hz

[Ayuda](#)

Figura C5. Costo roladora en el exterior. Obtenido de: (MC400: Planetary-Style Roll Bender (Bend up to 2.5" O.D. Round Tube) — Nargesa USA, n.d.)

ELEMENTO	CTDAD	COMPONENTE DE MAQUINA	DESCRIPTION	MASA TOTAL [kg]
1	2	RODILLO AJUSTE VERTICAL	Rodillos de acero AISI 1018 para la enderezar los perfiles que se curvan de ser necesario.	4.558
2	3	RODILLO B	Rodillo de acero AISI 1018, \varnothing 130 mm y 30 mm de espesor.	8.1
3	3	RODILLO A	Rodillo de acero AISI 1018, \varnothing 130 mm y 55 mm de espesor.	13.218
4	3	EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	Flecha de acero AISI 4340 Longitud: 430 mm Diámetro: 40 mm	11.649
5	1	CONJUNTO BASCULANTE IZQUIERDO	Ver planos (Apéndice D)	14.049
6	1	CONJUNTO BASCULANTE DERECHO	Ver planos (Apéndice D)	

				13.979
7	1	EJE DE CONJUNTO BASCULANTE	Flecha de acero AISI 1018 Longitud: 210 mm Diámetro: 40 mm	2.866
8	2	ISO 355 - 3CD - 40 X 68 X 19	Rodamiento de rodillos cónicos 32008	0.438
9	2	RETEN D50XD68X8	50 - 68 - 8 TC VITON_OKAMI RETENEDORES	0.036
10	2	ISO 355 - 2DE - 40 X 80 X 32	Rodamiento de rodillos cónicos 33208	1.168
11	1	RETEN D50XD80X8	50 - 80 - 8 TC VITON_OKAMI RETENEDORES	0.03
12	2	ARANDELA DE PIÑÓN	Arandela Piñón Diámetro interno:40mm Diámetro externo:60mm Espesor:15mm	0.386
13	4	CHAVETA 12X8X80	Chaveta de acero AISI 4340 para la transmisión de potencia eje-rodillos	0.232
14	3	CHAVETA 12X8X40	Chaveta de acero AISI 4340 para la transmisión de potencia engrane-eje	0.084
15	2	BS 3134 - 3CD - 40 X 68 X 19	Rodamiento de rodillos cónicos 32008	0.49
16	2	SOPORTE INFERIOR ROSCA LARGA	Soporte de acero AISI 1018 para el acoplamiento del tornillo de potencia con los brazos basculantes. Ø55 mm, paso 3 mm y 55 mm de longitud	1.634
17	1	ESTRUCTURA CAJA DELANTERA	Planchas de acero ASTM A36 de 20mm de espesor 495x625mm 2080x215mm	92.996
18	1	ESTRUCTURA CAJA TAPA TRASERA	Plancha de acero ASTM A36 de 20mm de espesor 990x625mm	36.332

19	2	SOPORTE SUPERIOR ROSCA LARGA	Soporte de acero AISI 1018 para el acoplamiento del tornillo de potencia con la estructura de caja. $\varnothing 55$ mm y 60 mm de longitud	1.804
20	1	COJINETE EJE BASCULANTE D40XD44X50		0.174
21	1	COJINETE PARA PIÑÓN D30XD34XD30		0.135
22	1	ESTRUCTURA CARCASA TRASERA	Planchas de aluminio de 2mm de espesor 631X463mm 403x2082mm	6.715
23	4	TORNILLO DE EMPUJE RODILLOS LATERALES	Eje largo de acero AISI 1018 para el desplazamiento de los rodillos verticales	3.512
24	8	BOLT GB/T 18230.2-2000 M12 X 30		0.392
25	1	BASE DE ROLADORA	Plancha de acero ASTM A36 de 3mm de espesor: 1970X706mm Plancha de acero ASTM A36 de 5mm de espesor: 610X610mm Plancha de acero ASTM A36 de 5mm de espesor: 666X610mm	86.623
26	1	SUFRIDERA	Placa de acero de 4mm de espesor 501X90mm	1.590
27	14	IFI 513 - M6X1 X 30, CRFCHMSTIM	Tornillo cabeza avellanada	0.098
28	1	SOPORTE MOTOR – REDUCTOR	Angulo L 50X50X6mm de longitud 1450mm Plancha de hierro de 5mm de espesor: 312X200mm	13.718
29	1	ARANDELA PLANA DE BRONCE	DIN 125 M39	0.065
30	1	ANILLO DE RETENCIÓN ENGRANE EJE CENTRAL	DIN 471 D40	0.012
31	1	ARANDELA DEL EJE RODILLO CENTRAL	DIN 125 M39	0.011
32	8	DIN 976-1 - M5 X 20 – A	Esparrago M5 X 20 – A	0.003

33	2	BISAGRA DE PUERTA	Bisagra de puerta de 3"X3"X1.6mm	0.376
34	1	PUERTA	Plancha de aluminio de 3mm de espesor 675X460mm	2.539
35	1	INTERRUPTOR	Interruptor 220V	0.047
36	1	PEDAL	Switch de pedal/ protec. 15A 250V	2.032
37	2	TORNILLO DE POTENCIA	Eje roscado de acero AISI 1018 de longitud 460 mm, ϕ_{int} 24 mm y 3 mm de paso	5.262
38	2	MANETA	Flecha de acero AISI 1018 tipo pasador para generar palanca en el tornillo de potencia, de longitud 330 mm	1.536
39	4	POMO ESFERA RANURADA	Esfera de acero AISI 1018 en función de prisionero de la maneta en el tornillo de potencia, ϕ 32 mm	0.444
40	1	MOTOR REDUCTOR	Siemens modelo NMRVF110-M90-4	15.5
41	1	MOTOR	Motor trifásico	20.137
42	1	ENGRANE 4 - EJE PIÑON	Piñón de acero AISI 4340. Z15 M3.5 con sección acoplada al reductor de ϕ 42 mm	3.394
43	1	ENGRANE 5	Engrane de acero AISI 4340. Z45 M3.5	5.844
44	3	ENGRANE RODILLOS - 1,2,3	Engrane de acero AISI 4340. Z30 M3.5	7.794
45	6	ISO 8674 - M30 X 2	Tuerca Hexagonal M30 X 2	1.608
46	4	BOLT GB/T 18230.2-2000 M16 X 40	Perno Hexagonal M16 X 40	0.448
47	4	BS 3692 - M16	Tuerca Hexagonal M16	0.14
48	12	BS 4168 - M8 X 35	Perno Hexagonal M8 X 35	0.192
		MASA TOTAL [KG]		387.329

Tabla C1. Materiales y peso total

ELEMENTO	NOMBRE DEL PRODUCTO	Unidad	cantidad	Precio unitario	Precio total
1	[04 32 1-SAE 1018 1 3/4"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 1 3/4") Número de Piezas: 2 Longitud (mm): 320	KG	7,7960	2,19	17,05
2	[04 32 1-SAE 1018 6"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 6") Número de Piezas: 3 Longitud (mm): 35	KG	14,93	2,42	36,13
3	[04 32 1-SAE 1018 6"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 6") Número de Piezas: 3 Longitud (mm): 60	KG	25,7750	2,42	62,40
4	[01 31 1-705 (4340) 45 MM.] ACERO BONIFICADO + LAM. CALIENTE 705/AISI 4340 (BARRA REDONDA) (Ø 45 MM) Número de Piezas: 3 longitud (mm): 435	KG	16,7040	5,91	98,65
5	BARRA DE ALUMINIO	KG	15	50	50
6	BARRA DE ALUMINIO	KG	15	50	50
7	[04 32 1-SAE 1018 2"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 2") Número de Piezas: 1 Longitud (mm): 295	KG	4,6940	2,19	10,26
8	Rodamiento Cónico 32008-X-XL_FAG	UND	2	24,08	48,16
9	50-68-8 TC VITON_OKAMI RETENEDORES	UND	2	8,80	17,60
10	33208.W136_FAG AUTOMOTRIZ	UND	2	51,14	102,28
11	50 – 80 – 8 TC VITON_OKAMI RETENEDORES	UND	1	4,72	4,72

12	Arandela de bronce D40XD45X3	UND	1	3	3
13	Chaveta:	KG	0.883	5	5
14	1000MM DE BARRA CUADRADA DE 15X15 DE ACERO AISI 4340				
15	Rodamiento Cónico 32008-X-XL_FAG	UND	2	24,08	48,16
16	[01 31 1-705 (4340) 60 MM.] ACERO BONIFICADO + LAM. CALIENTE 705/AISI 4340 (BARRA REDONDA) (Ø 60 MM) Número de Piezas: 2 longitud (mm): 60	KG	2,7240	5,91	16,09
17	PL. LAM. CAL. A-36 20MM (0.72X1.185) MTS	KG	133.952	204.07	204.07
18	PL. LAM. CAL. A-36 20MM (0.465X0.630) MTS	KG	45.923	70.06	70.05
19	[04 32 1-SAE 1018 2 1/2"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 2 1/2") Número de Piezas: 2 Longitud (mm): 60	KG	2,9830	2,19	6,52
20	W-40550 Frontal – Martillo	UND	1	5	5
21	W-3024 Zapata y brazo de biela	UND	1	5	5
22	Plancha de aluminio de 3mm de espesor: (2.00X0.640)	KG	6.715	30	30
23	[04 32 1-SAE 1018 7/8"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 7/8") Número de Piezas: 4 Longitud (mm): 720	KG	8,7710	2,19	19,18
24	Tornillo cabeza hexagonal Bolt GB/T 18230.2-2000 M12 x 30	UND	8	0.25	2
25	-PL. LAM. CAL. A-36 6MM (0.610X0.610) MTS -PL. LAM. CAL. A-36 3MM (1.974X0.760) MTS	KG		26.24 65.50	
			86.62		145.73

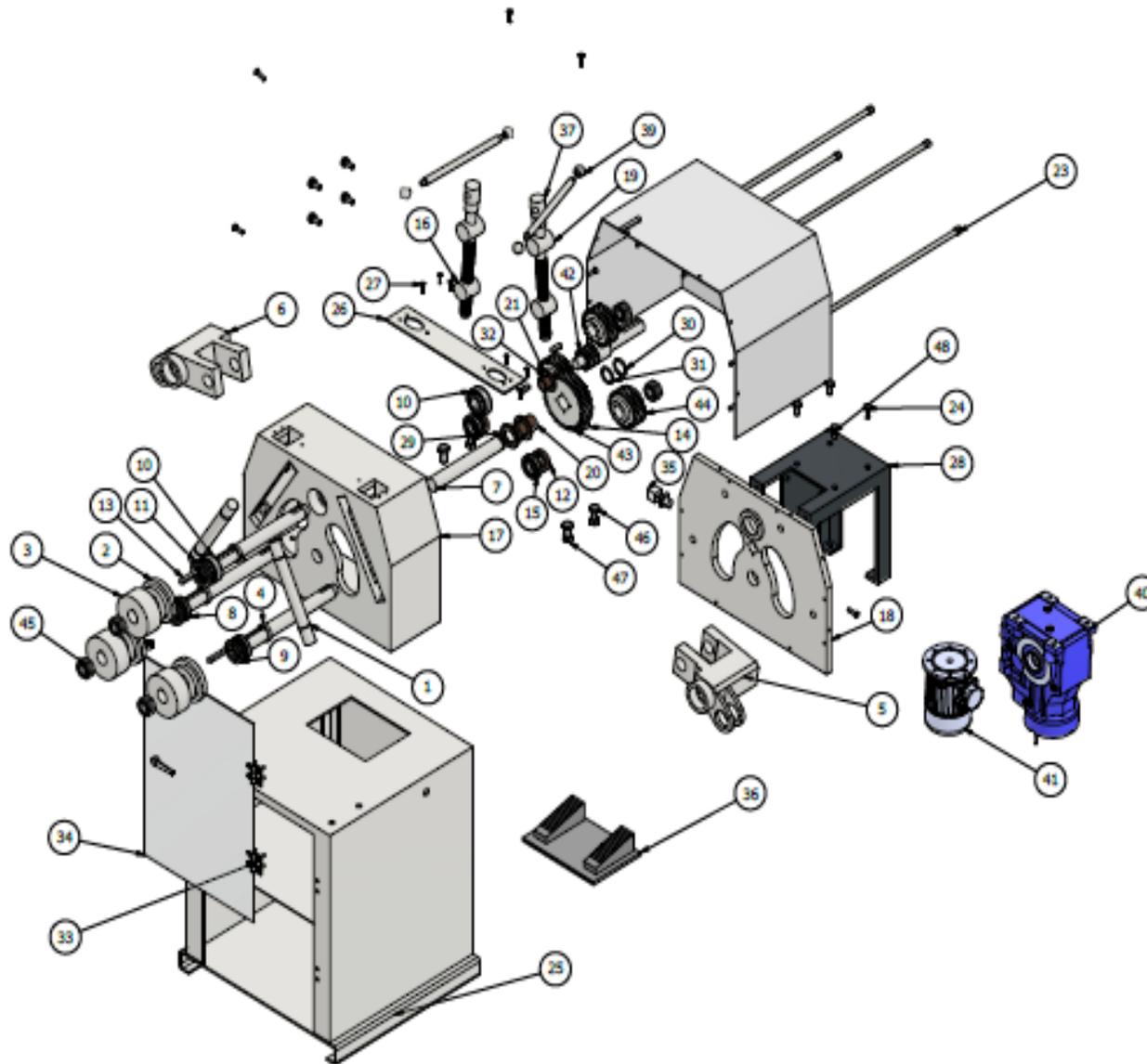
	-PL. LAM. CAL. A-36 2MM (0.610X0.610) MTS			8.75	
	-PL. LAM. CAL. A-36 5MM (0.650X0.610) MTS			25.24	
	-CANAL DE 1300 MM (C 60X30X4)			20.00	
26	-PL. LAM. CAL. A-36 4MM (0.501X0.09) MTS	KG	1.590	2.12	2.12
27	Tornillo IFI 513 - M6x1 x 30	UND	14	0.25	3.5
28	-1500mm de Angulo AL 60X8, MAS PLACA METALICA DE 200X400MM (VER PLANO, FIGURA D17)	KG	13.718	40	40
29	Arandela plana ASTM F436 1 3/8"	UND	1	10	10
30	Seguro para eje exterior E-40	UND	1	1,40	1,40
31	Arandela D40XD50X3	UND	1	3	3
32	DIN 976-1 – M5 X 20 – A	UND	8	0.25	2
33	Bisagra L84 2X2"	UND	2	0.5	1
34	Plancha de aluminio de espesor 3MM (0.675X0.460)	KG	2.539	15	15
35	Interruptor 220V	UND	1	10	10
36	Swicth de pedal/ protec. 15A 250V	UND	1	22	22
37	[01 31 1-705 (4340) 45 MM.] ACERO BONIFICADO + LAM. CALIENTE 705/AISI 4340 (BARRA REDONDA) (Ø 45 MM) Número de Piezas: 2 Longitud (mm): 465	KG	11,9040	5,91	70,30
38	[04 32 1-SAE 1018 1"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 1") Número de Piezas: 2 Longitud (mm): 335	KG	2,6650	2,19	5,83
39	[04 32 1-SAE 1018 1 1/2"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 1 1/2") Número de Piezas: 2 Longitud	KG	1,3420	2,19	2,93

	(mm): 75				
40	Conjunto Motor reductor NMRVF110-M90-4	UND	1	1158	1158
41					
42	[01 31 1-705 (4340) 65 MM.] ACERO BONIFICADO + LAM. CALIENTE 705/AISI 4340 (BARRA REDONDA) (Ø 65 MM) Número de Piezas: 1 Longitud (mm): 280	KG	7,4480	5,91	43,99
43	[01 31 1-705 (4340) 170 MM.] ACERO BONIFICADO + LAM. CALIENTE 705/AISI 4340 (BARRA REDONDA) (Ø 170 MM) Número de Piezas: 1 Longitud (mm): 45	KG	8,1950	5,91	48,40
44	[01 31 1-705 (4340) 110 MM.] ACERO BONIFICADO + LAM. CALIENTE 705/AISI 4340 (BARRA REDONDA) (Ø 110 MM) Número de Piezas: 3 Longitud (mm): 65	KG	14,8590	5,91	87,75
45	TUERCA DE ACERO NEGRO UNC MILIMETROS M30 X 2	UND	6	2,02	12,10
46	BOLT GB/T 18230.2-2000 M16 X 40	UND	4	0.25	1
47	BS 3692 - M16	UND	4	0.25	1
48	BS 4168 - M8 X 35	UND	12	0.25	1
N/A	[04 32 1-SAE 1018 6"] BARRA TRANSMISION SAE 1018 (Ø 6") Número de Piezas: 3 Longitud (mm): 45	KG	19,3312	2,42	46,78

Tabla C2 Costo de construcción de equipo

Apéndice D

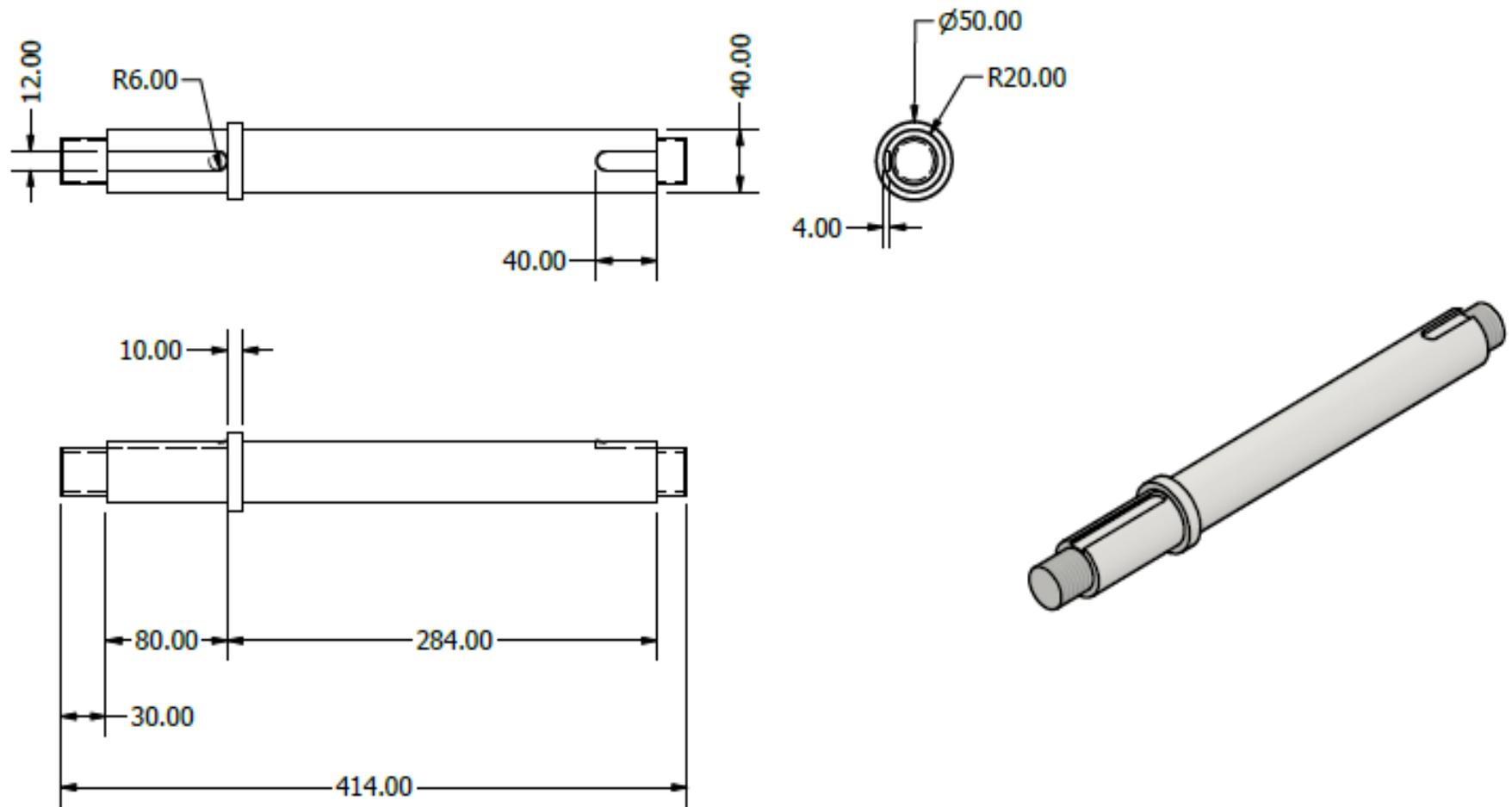
Planos De construcción



LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MASA	MASA TOTAL	MATERIAL
				KG	
1	2	Rodillo ajuste vertical	2.279 kg	4.558	Acero AISI 1018 209 RT
2	3	Rodillo B	2.700 kg	8.1	Acero AISI 1018 209 RT
3	3	Rodillo A	4.406 kg	13.218	Acero AISI 1018 209 RT
4	3	Eje de transmisión de potencia	3.883 kg	11.649	Acero AISI 4340 350C RT
5	1	Conjunto Basculante Izquierdo	14.049 kg	14.049	Acero AISI 1018 209 RT
6	1	Conjunto Basculante Derecho	13.979 kg	13.979	Acero AISI 1018 209 RT
7	1	Eje de conjunto basculante	2.866 kg	2.866	Acero AISI 1018 209 RT
8	2	ISO 355 - 3CD - 40 x 68 x 19	0.219 kg	0.438	Acero, suave
9	2	Reten D50xD68xD8	0.018 kg	0.036	Caucho, nitrilo
10	2	ISO 355 - 2DE - 40 x 80 x 32	0.584 kg	1.168	Acero, suave
11	1	Reten D50xD80xD8	0.030 kg	0.03	Caucho, nitrilo
12	2	Arandela de piñon	0.193 kg	0.386	Bronce
13	4	Chaveta 12x8x80	0.058 kg	0.232	Acero AISI 1018 209 RT
14	3	Chaveta 12x8x40	0.028 kg	0.084	Acero AISI 1018 209 RT
15	2	BS 3134 - 3CD - 40 x 68 x 19	0.245 kg	0.49	Acero, suave
16	2	Soporte Inferior Rosca Larga	0.817 kg	1.634	Acero AISI 4340 350B RT
17	1	Estructura Caja	92.996 kg	92.996	Acero ASTM A36
18	1	Estructura caja tapa trasera	36.332 kg	36.332	Acero ASTM A36
19	2	Soporte Superior Rosca Larga	0.902 kg	1.804	Acero AISI 1018 209 RT
20	1	Cojinete eje basculante D40xD44xD50	0.174 kg	0.174	Bronce, estaño suave
21	1	Cojinete para piñon D30xD34xD30	0.135 kg	0.135	Bronce, fundido
22	1	Estructura carcasa trasera	6.715 kg	6.715	Aluminio
23	4	Tornillo de Empuje Rodillos Laterales	0.878 kg	3.512	Acero AISI 1018 118 RT
24	8	Bolt GB/T 18230.2-2000 M12 x 30	0.049 kg	0.392	Acero, suave
25	1	Base de rotadora	85.678 kg	85.678	Acero ASTM A36
26	1	Suñidera	1.272 kg	1.272	Acero ASTM A36
27	14	IFI 513 - M6x1 x 30, CRPCHMSTIM(1)	0.007 kg	0.098	Acero, suave
28	1	Soporte Motor - Reductor	13.718 kg	13.718	Hierro, fundido
29	1	Arandela Plana	0.065 kg	0.065	Bronce
30	1	Anillo de retención engrane eje central	0.012 kg	0.012	Acero Inoxidable
31	1	Arandela del eje rodillo central	0.011 kg	0.011	Bronce
32	8	DIN 976-1 - M5 x 20 - A	0.003 kg	0.003	Acero, suave
33	2	Bisagra de puerta	0.188 kg	0.376	Acero, suave
34	1	Puerta	2.539 kg	2.539	Aluminio
35	1	Interruptor	0.047 kg	0.047	Plástico ABS
36	1	Pedal	1.241 kg	1.241	Genérico
37	2	Tornillo de potencia	2.631 kg	5.262	Acero AISI 4340 350B RT
38	2	Maneta	0.768 kg	1.536	Acero AISI 1018 118 RT
39	4	Pomo esfera ranurada	0.111 kg	0.444	Acero AISI 1018 118 RT
40	1	Caja Reductora	15.5 kg	15.5	Aluminio
41	1	Motor Electrico	20.010 kg	20.137	Acero
42	1	Engrane 4 - eje piñon	3.538 kg	3.538	Acero AISI 4340 350B RT
43	1	Engrane 5	5.844 kg	5.844	Acero AISI 4340 350B RT
44	3	Engrane rodillos - 1,2,3	2.598 kg	7.794	Acero AISI 4340 350B RT
45	6	ISO 8674 - M30 x 2	0.268 kg	1.608	Acero
46	4	Bolt GB/T 18230.2-2000 M16 x 40	0.112 kg	0.448	Acero, suave
47	4	BS 3692 - M16	0.035 kg	0.14	Acero, suave
48	12	BS 4168 - M8 x 35	0.016 kg	0.192	Acero, suave
		MASA TOTAL (kg)	347.628 kg	389.295 kg	

Dibujado por: Jefferson Guerrero, Samuel Cadefo	ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		
Revisado por: Ing. Ernesto Martínez			
QA	DISEÑO DE UNA MÁQUINA DOBLADORA DE PERFILES ESTRUCTURALES		
PPC			
APPROVED	Fecha A2	DWG NO	REV
	ESCALA		

Figura D1. Vista Explotada y Listado de Materiales



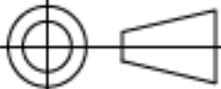
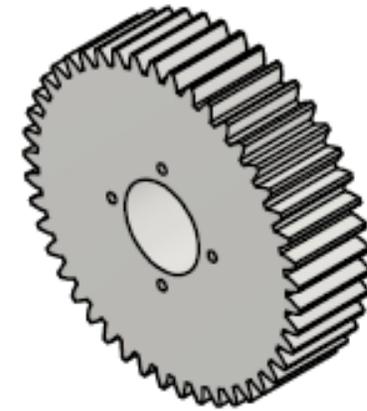
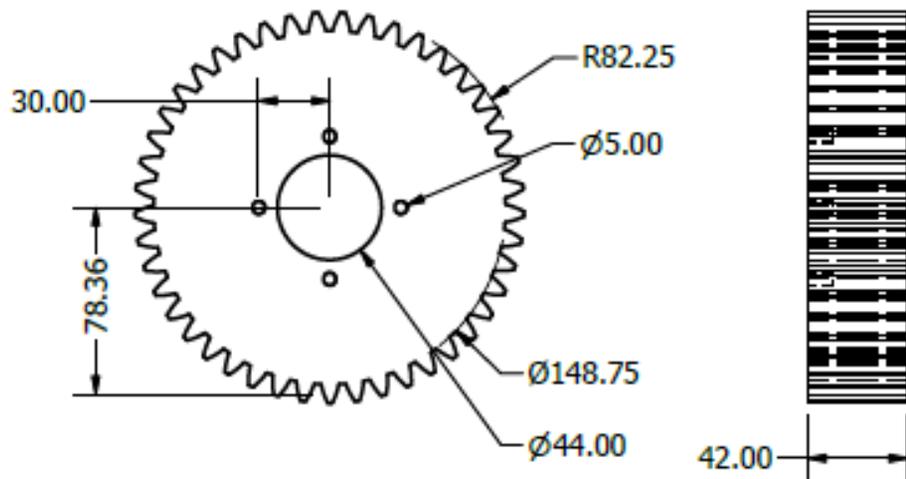
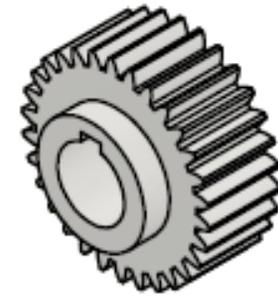
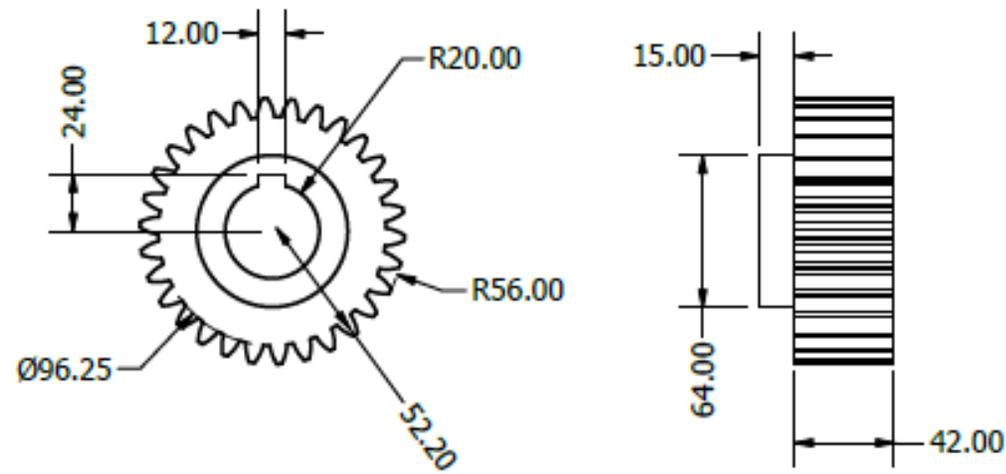
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez	
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.	
		FECHA:	16/12/23	
 ESCALA: 1 / 4 II TERMINO	Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos		LÁMINA:	1
	Eje de transmisión de potencia			

Figura D2. Plano de Construcción del eje de Transmisión de Potencia



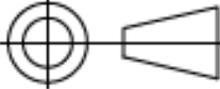
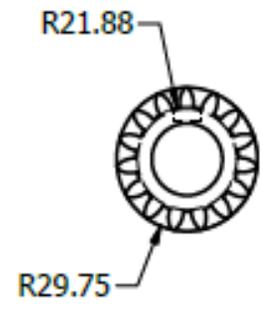
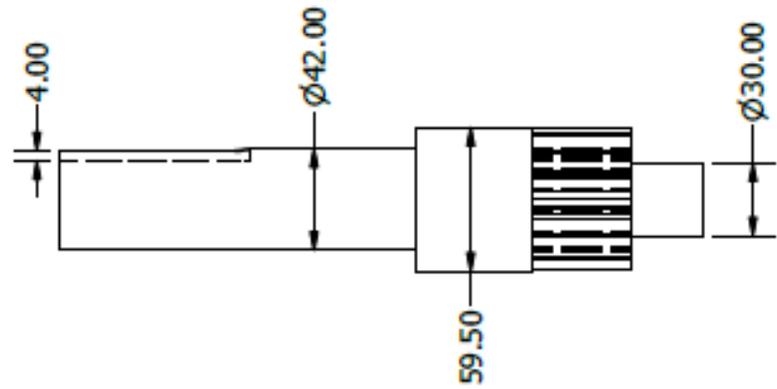
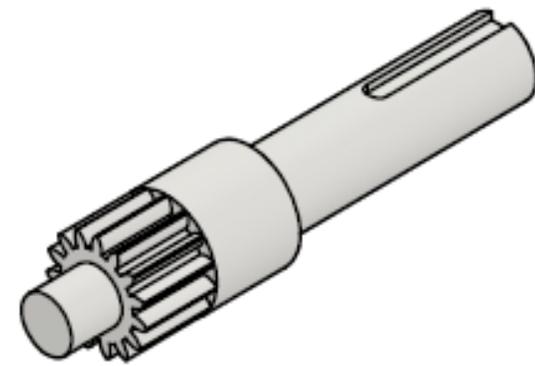
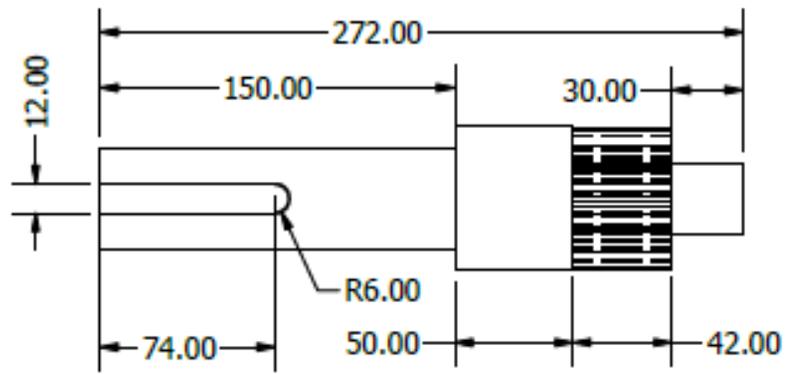
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez	
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.	
		FECHA:	16/12/23	
 ESCALA: 1 / 3 II TERMINO	Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos		LÁMINA:	1
	Engranés de rodillos y central			

Figura D3. Plano de Construcción del Engrane de Rodillos y Central



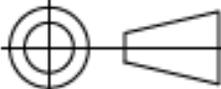
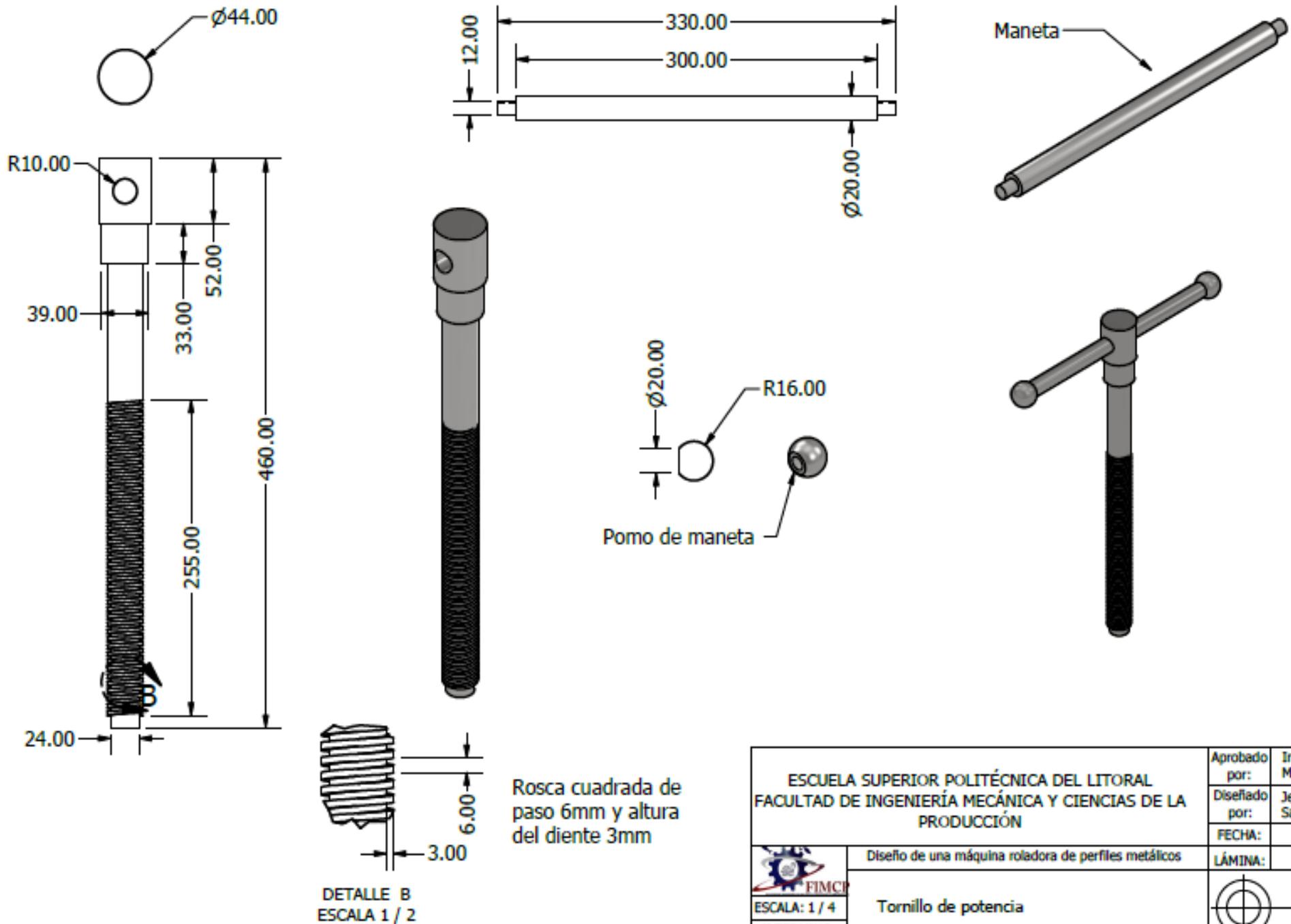
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.
 Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos		FECHA:	16/12/23
		LÁMINA:	1
ESCALA: 1 / 3 II TERMINO	Engrane 4 - eje piñon		

Figura D4. Plano de Construcción del eje Piñon Principal



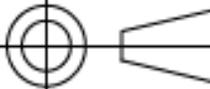
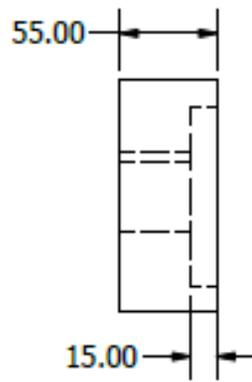
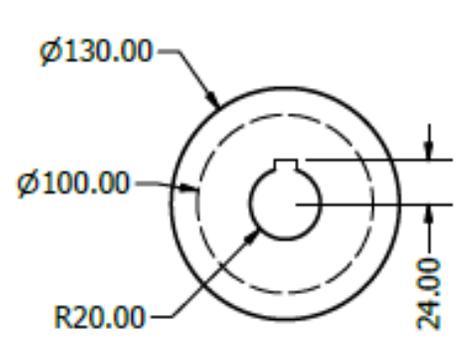
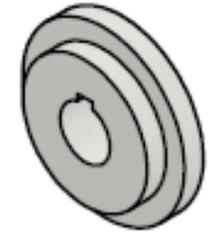
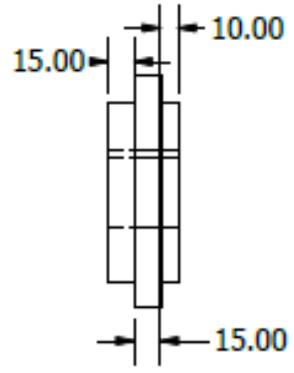
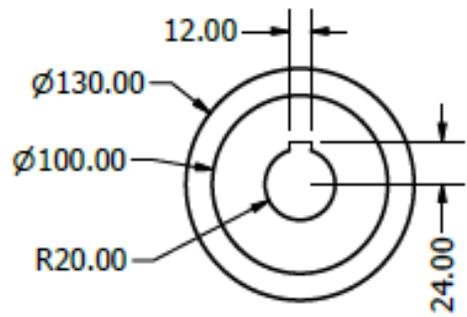
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.
		FECHA:	16/12/23
		Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos	LÁMINA: 1
ESCALA: 1 / 4 II TERMINO		Tornillo de potencia	

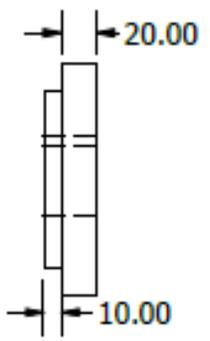
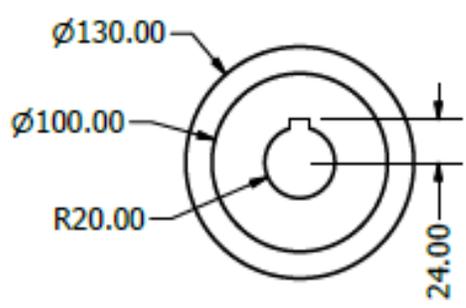
Figura D5. Planos de Construcción del Tornillo de Potencia



Rodillo A



Rodillo B



Rodillo C

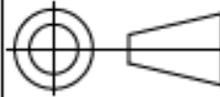
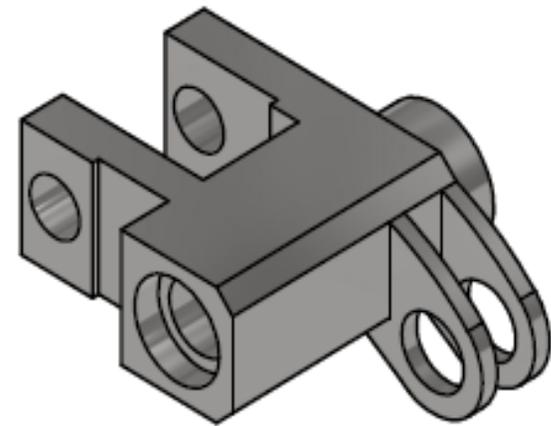
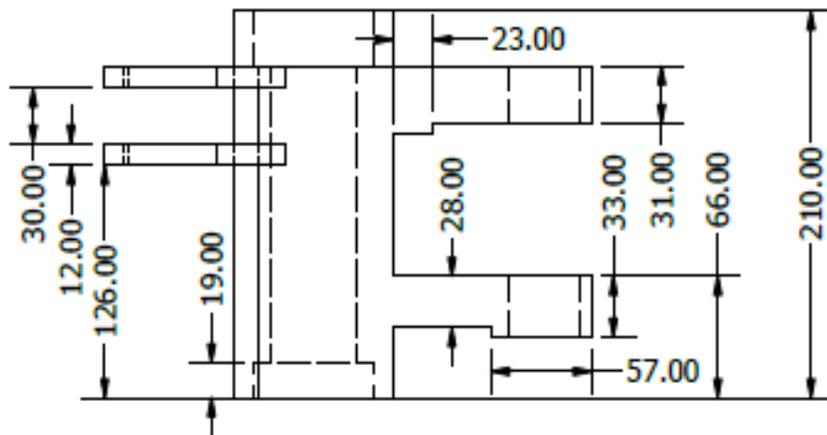
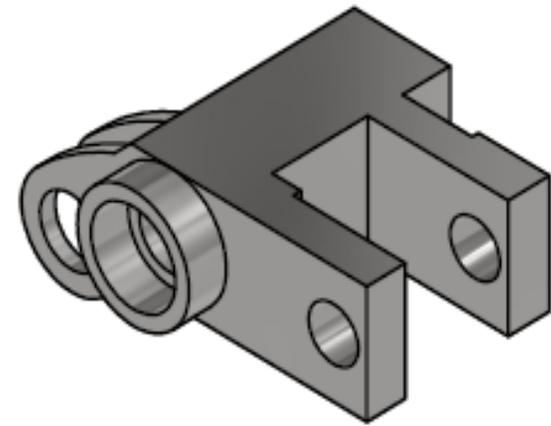
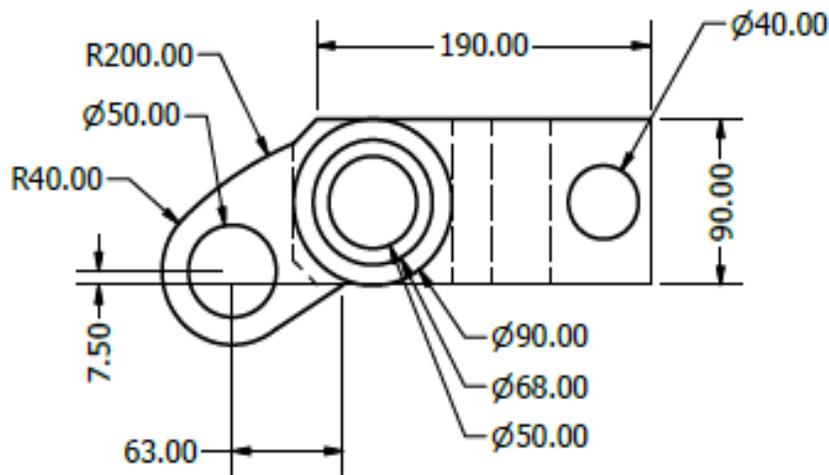
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez	
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.	
		FECHA:	16/12/23	
 ESCALA: 1 / 4 II TERMINO	Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos		LÁMINA:	1
	Rodillos			

Figura D6. Plano de Construcción de los Rodillos Principales



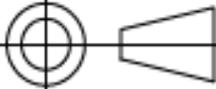
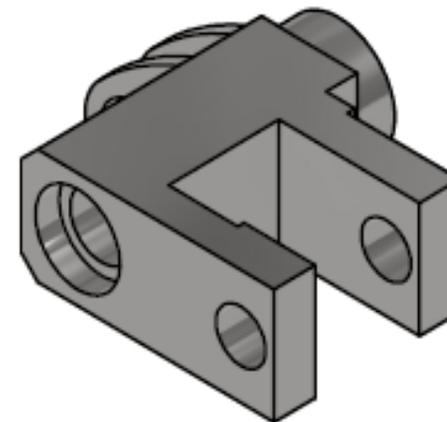
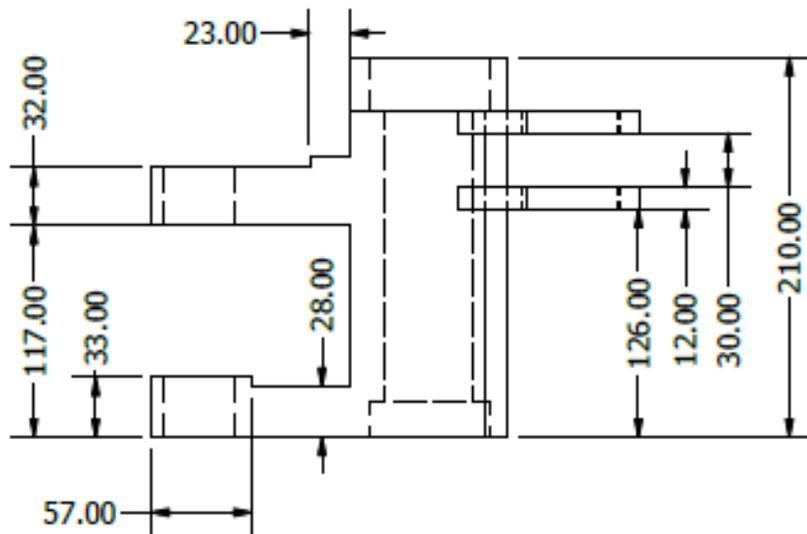
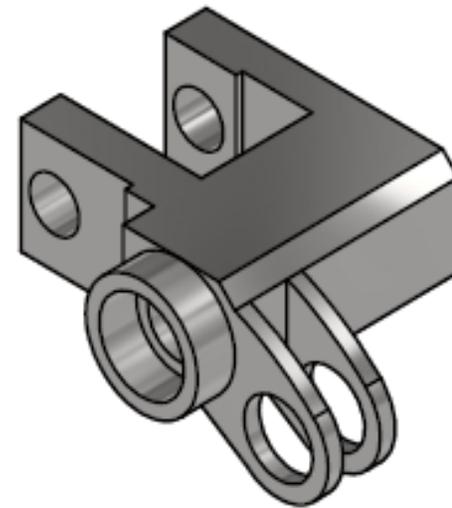
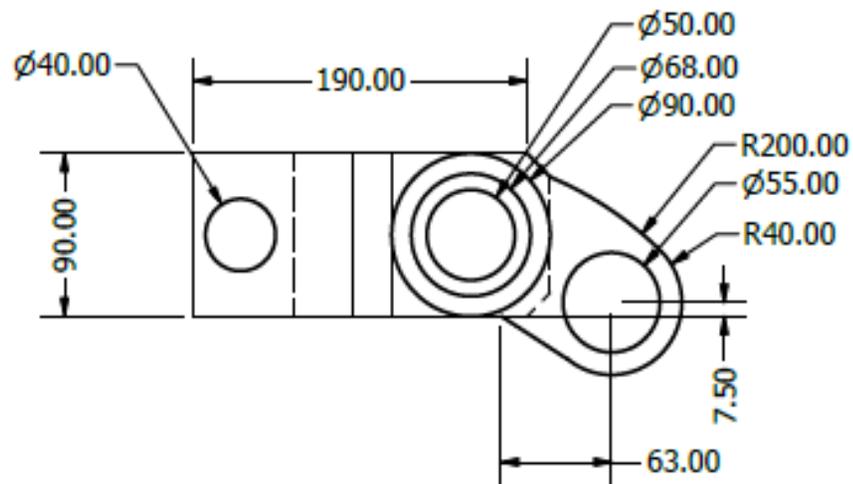
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.
 ESCALA: 1 / 4 II TERMINO		FECHA:	16/12/23
		LÁMINA:	1
Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos Conjunto Basculante Derecho			

Figura D7. Plano de Construcción del Conjunto Basculante Derecho



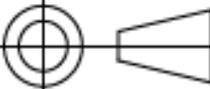
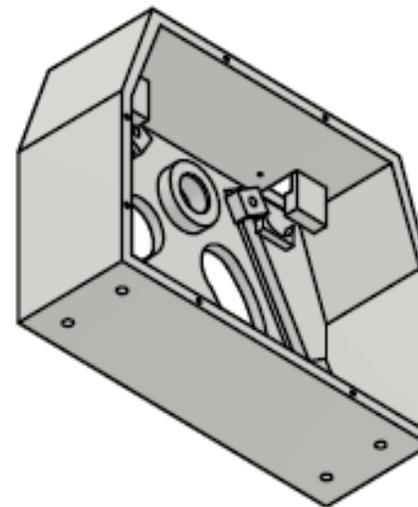
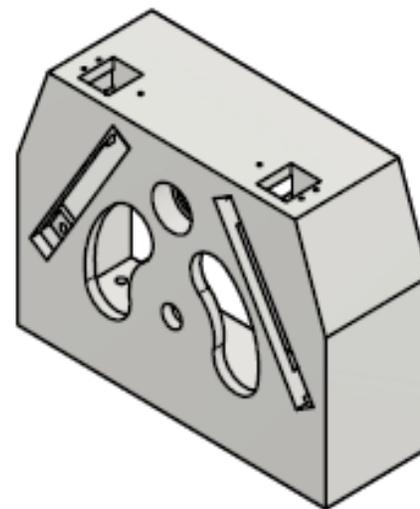
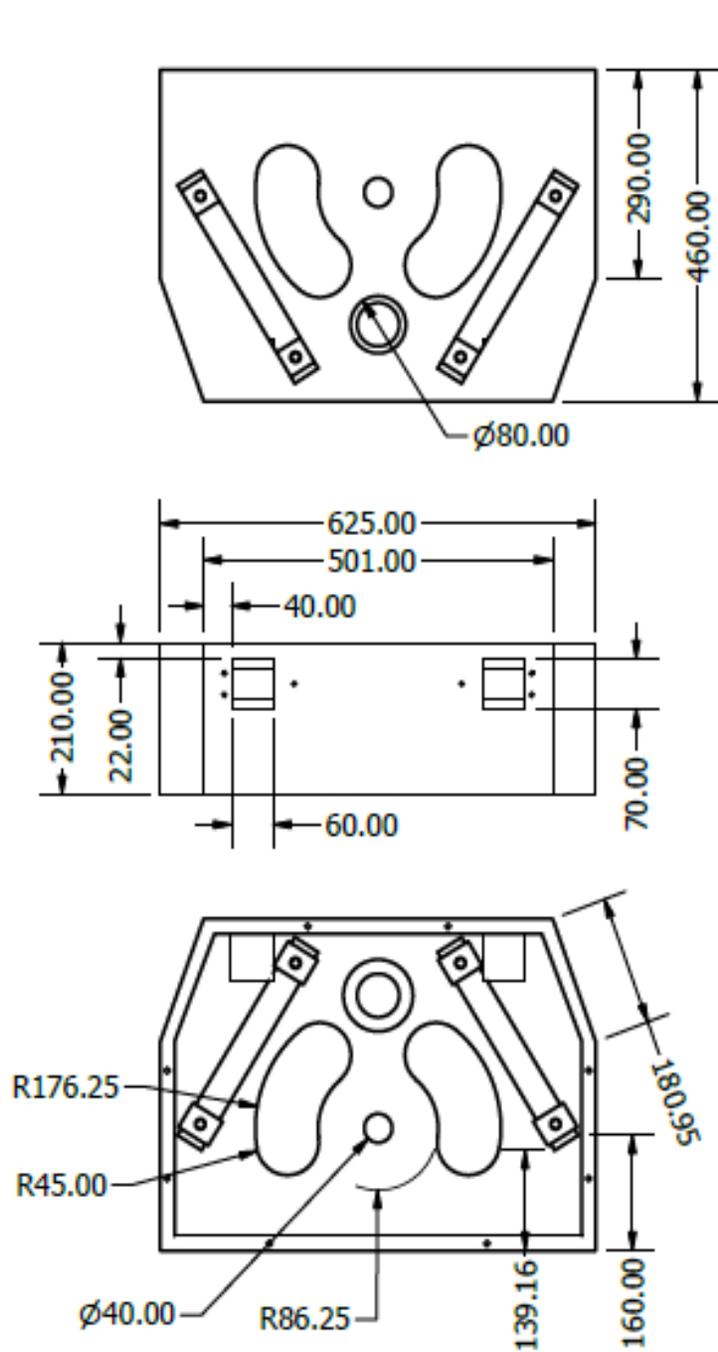
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez	
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.	
		FECHA:	16/12/23	
 ESCALA: 1 / 4 II TERMINO	Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos		LÁMINA:	1
	Conjunto Basculante Izquierdo			

Figura D8. Plano de Construcción del Conjunto Basculante Izquierdo



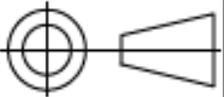
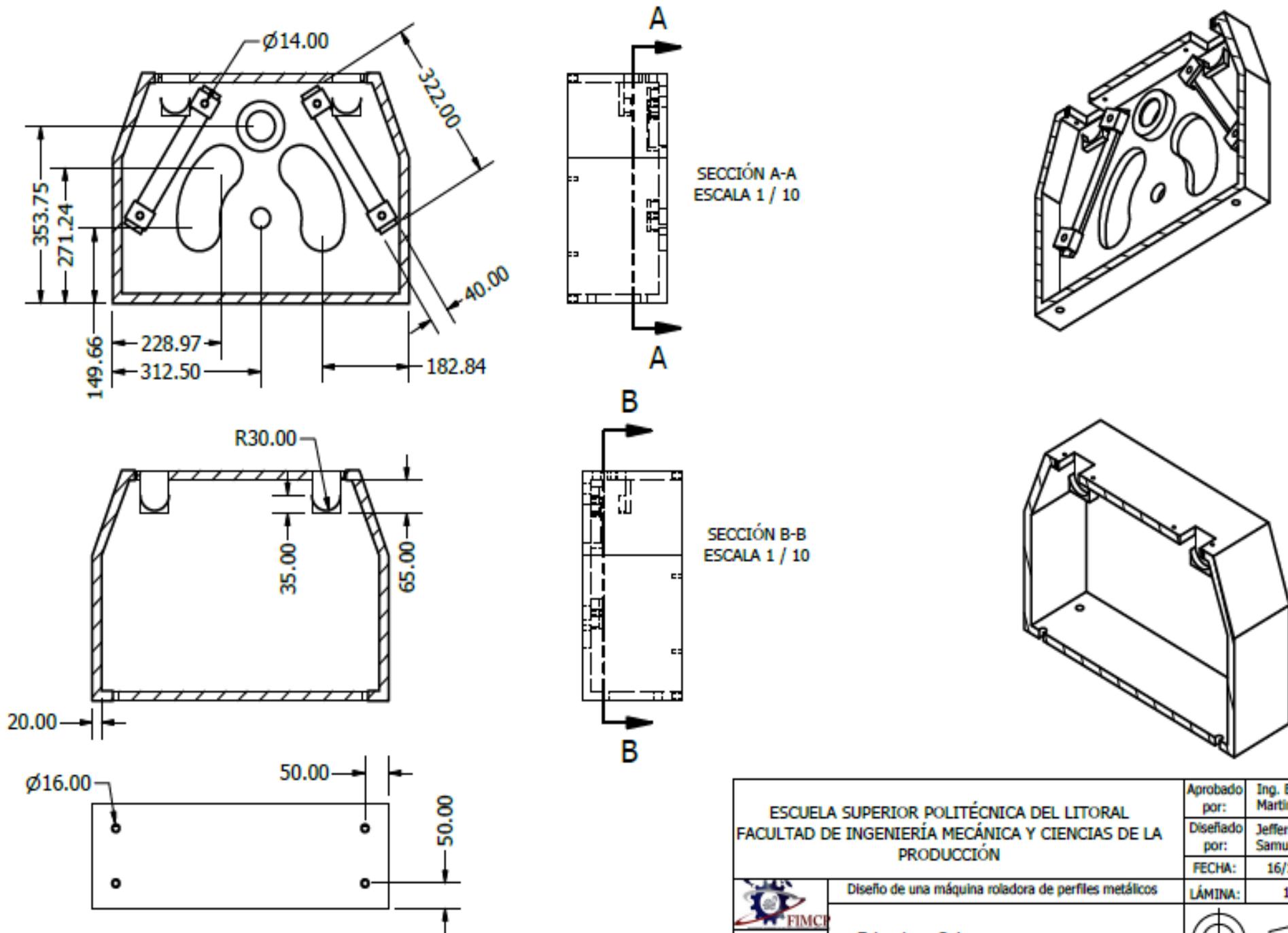
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez	
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.	
		FECHA:	16/12/23	
 ESCALA: 1 / 10 II TERMINO	Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos		LÁMINA:	1
	Estructura Caja			

Figura D9. Plano de Construcción de Estructura caja Delantera – Medidas Externas



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 / 10

SECCIÓN B-B
ESCALA 1 / 10

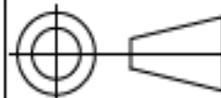
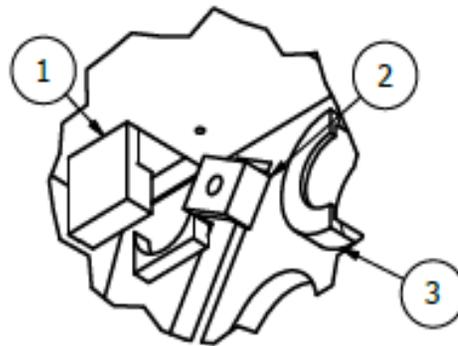
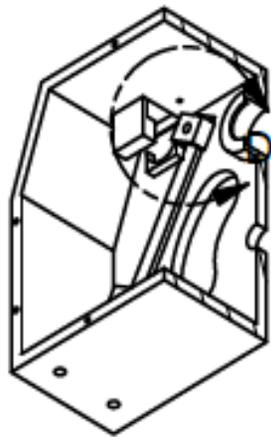
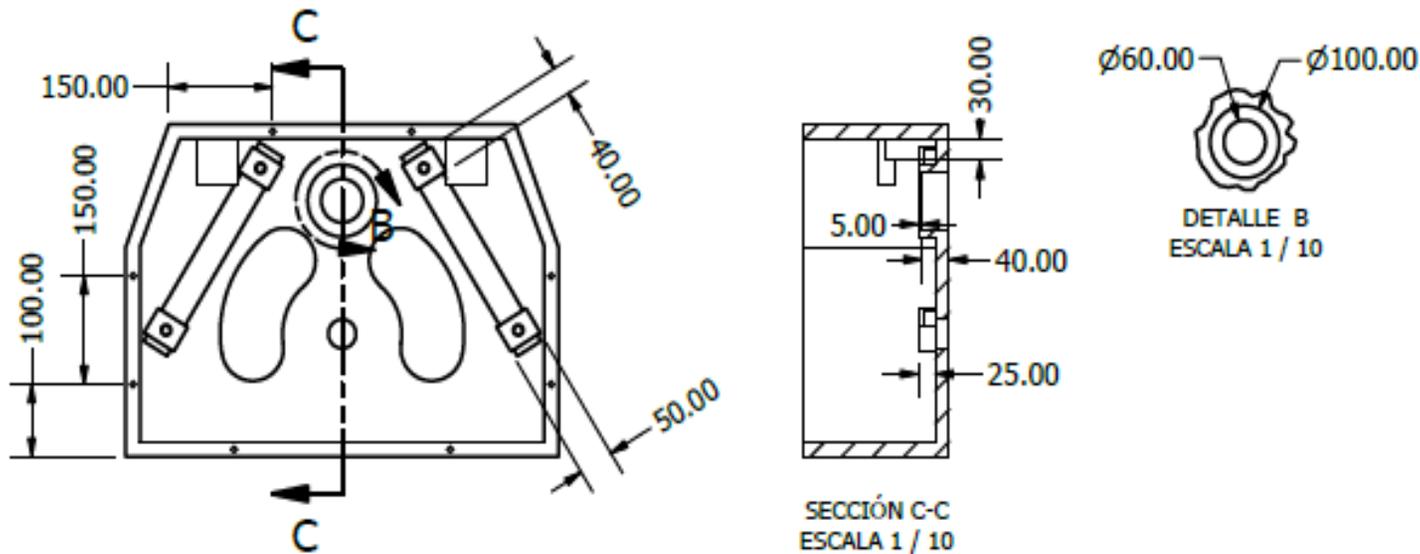
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez	
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.	
		FECHA:	16/12/23	
 ESCALA: 1 / 10 II TERMINO	Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos		LÁMINA:	1
	Estructura Caja			

Figura D10. Plano de Construcción de Estructura caja Delantera – Medidas Internas



DETALLE D
ESCALA 1 / 5

Los componentes 1,2 y 3 corresponden a los puntos de apoyo del soporte superior del tornillo de potencia, del tornillo de empuje de rodillos laterales y del rodamiento del eje superior respectivamente, dichos soportes deben ser colocados mediante soldadura

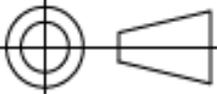
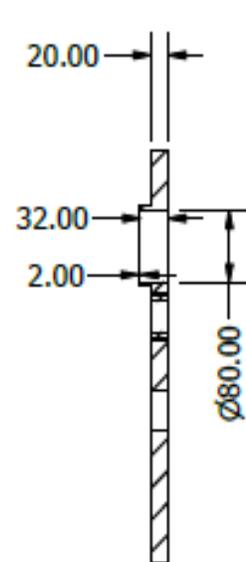
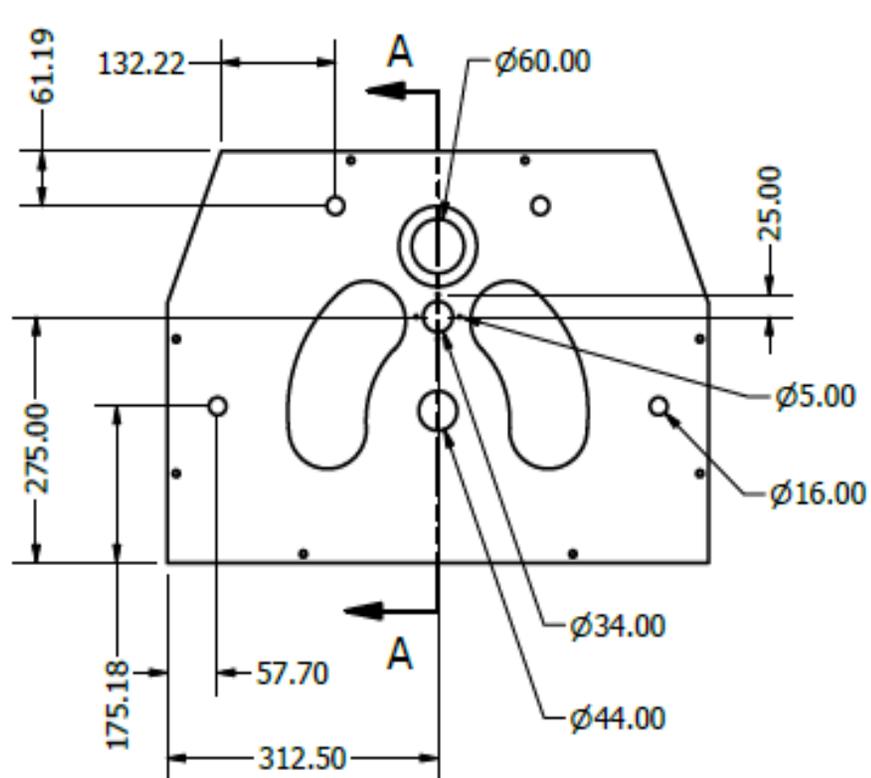
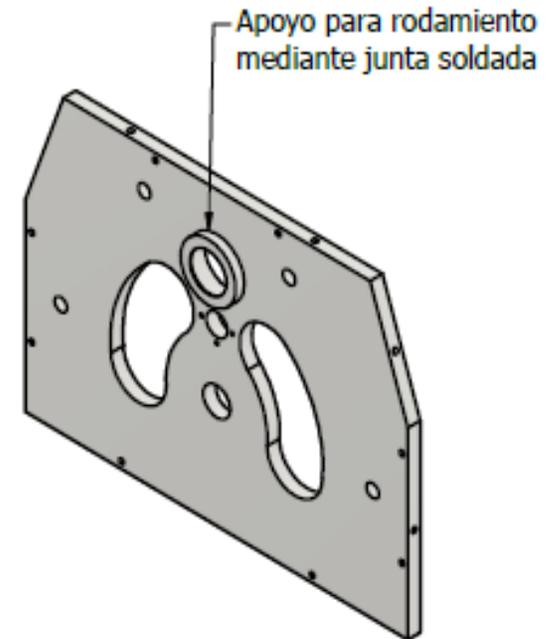
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez	
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.	
		FECHA:	16/12/23	
 ESCALA: 1 / 10 II TERMINO	Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos		LÁMINA:	1
	Estructura Caja			

Figura D11. Plano de Construcción de Estructura caja Delantera – Juntas Soldadas



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 / 8



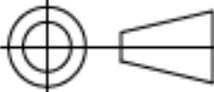
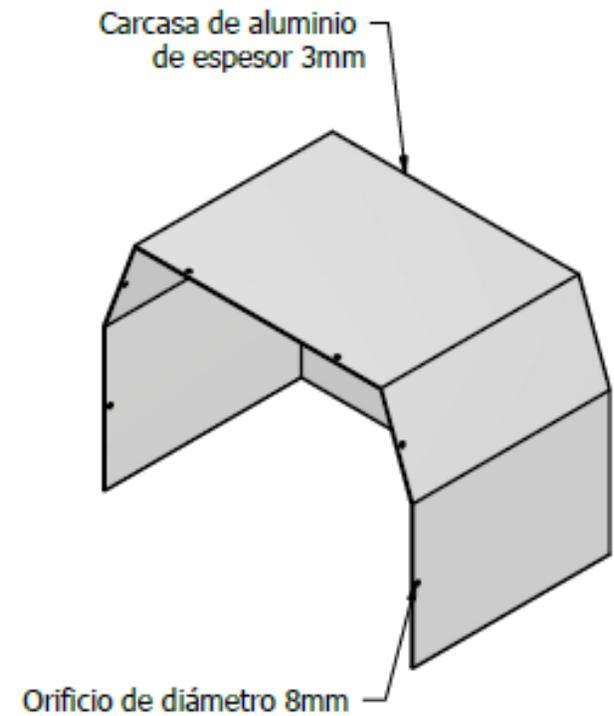
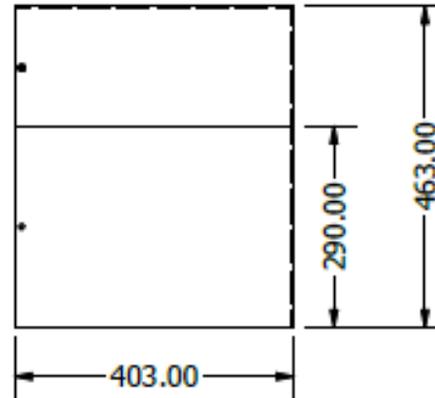
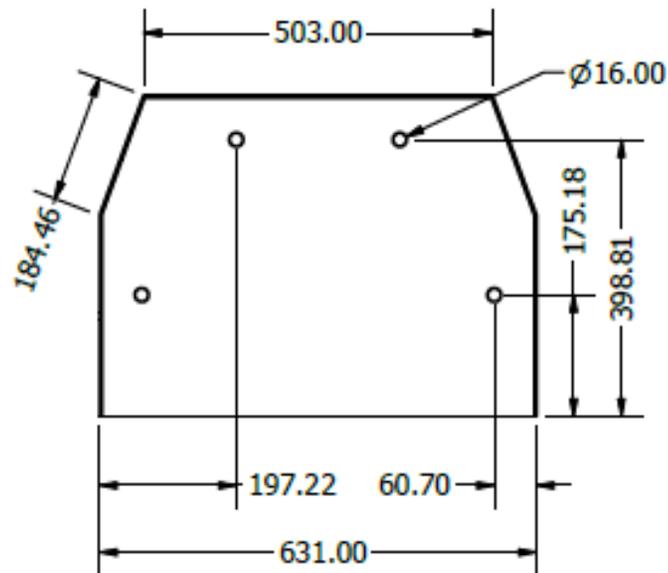
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.
		FECHA:	16/12/23
 ESCALA: 1 / 8 II TERMINO	Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos		LÁMINA: 1
	Estructura caja tapa trasera		

Figura D12. Plano de Construcción de Estructura de la caja tapa Trasera



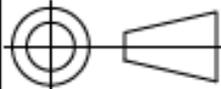
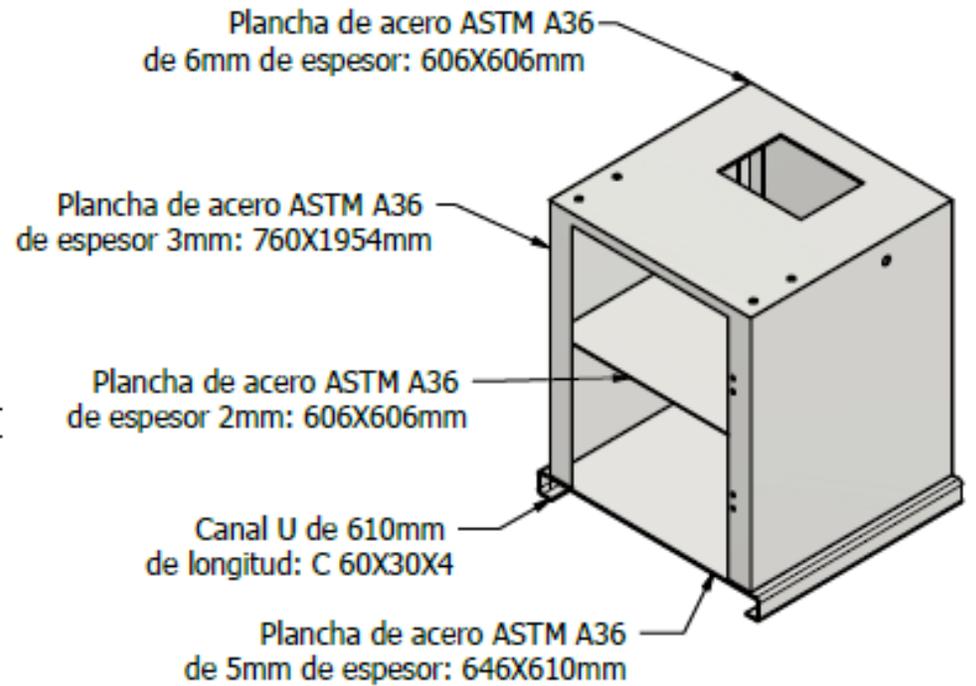
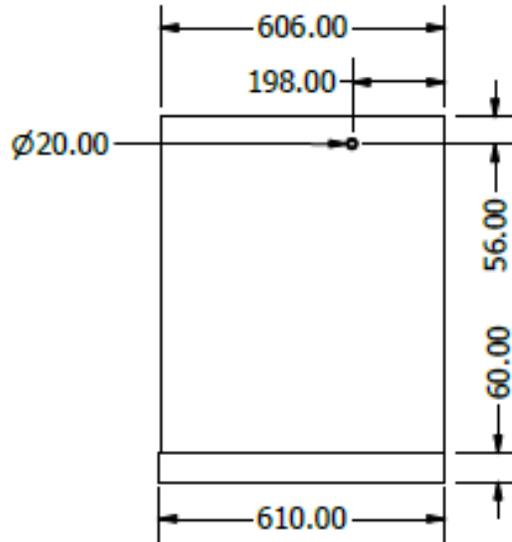
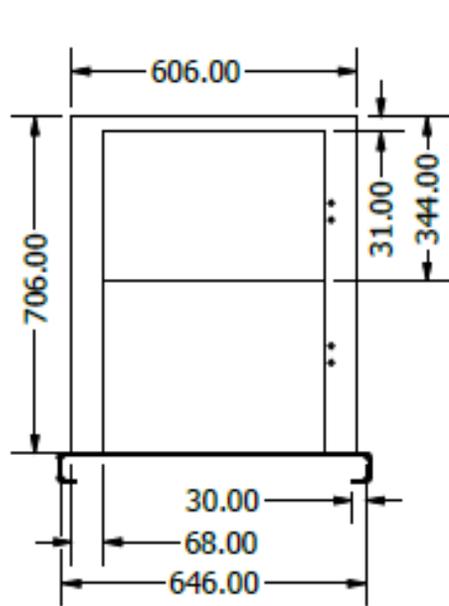
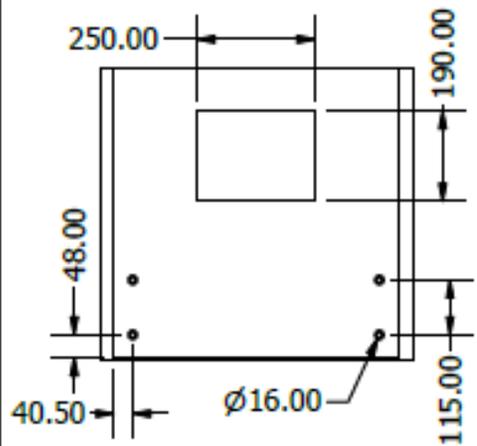
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez	
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.	
		FECHA:	16/12/23	
 ESCALA: 1 / 10 II TERMINO	Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos		LÁMINA:	1
	Estructura carcasa trasera			

Figura D13. Plano de Construcción de Estructura Carcasa Trasera



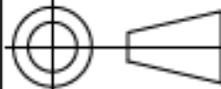
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.
		FECHA:	16/12/23
 ESCALA: 1 / 15 II TERMINO	Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos Base de roladora		LÁMINA: 1 

Figura D14. Planos de Construcción de base de Roladora

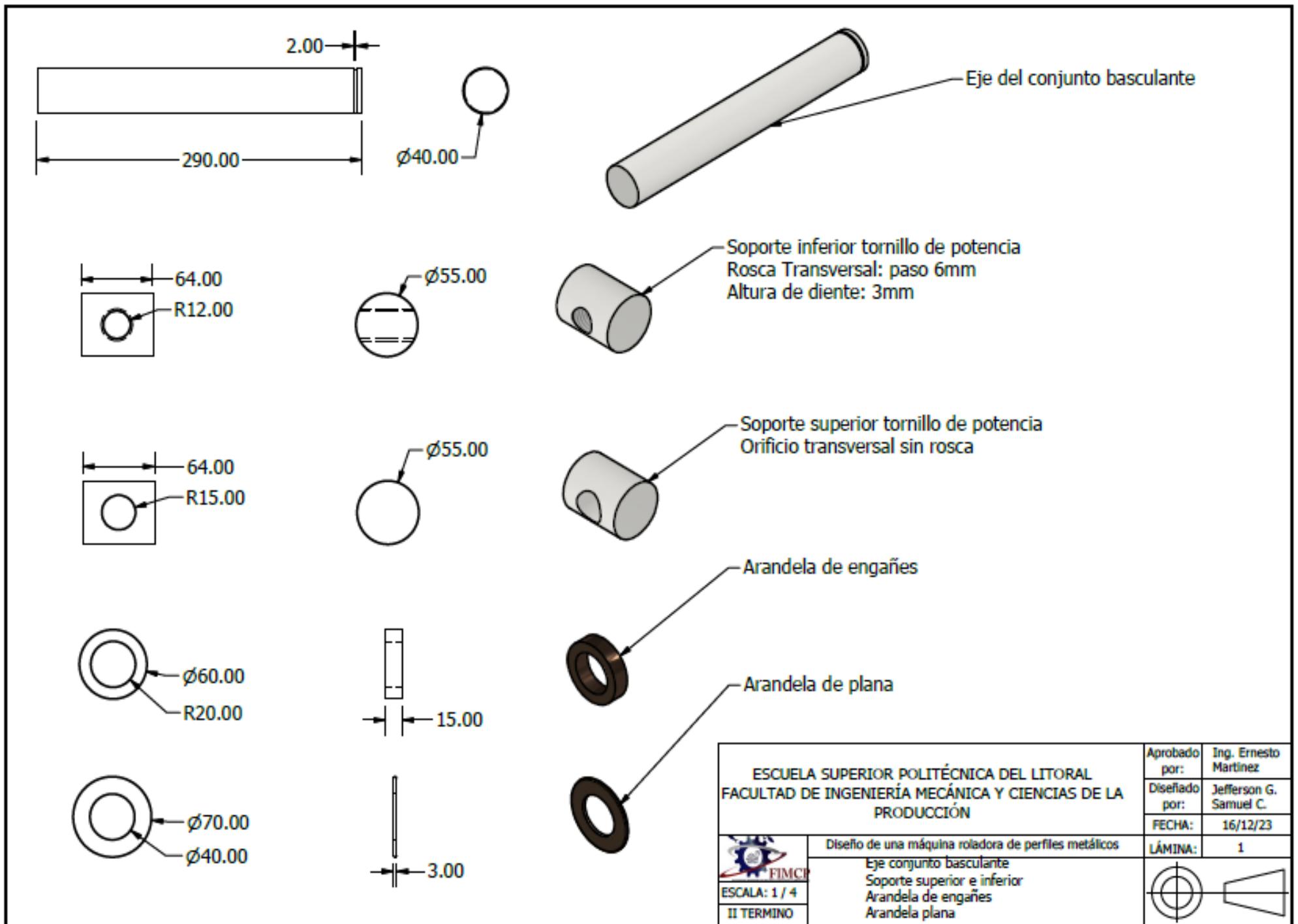


Figura D15. Eje del Conjunto Basculante, Soportes de Tornillo y Arandelas

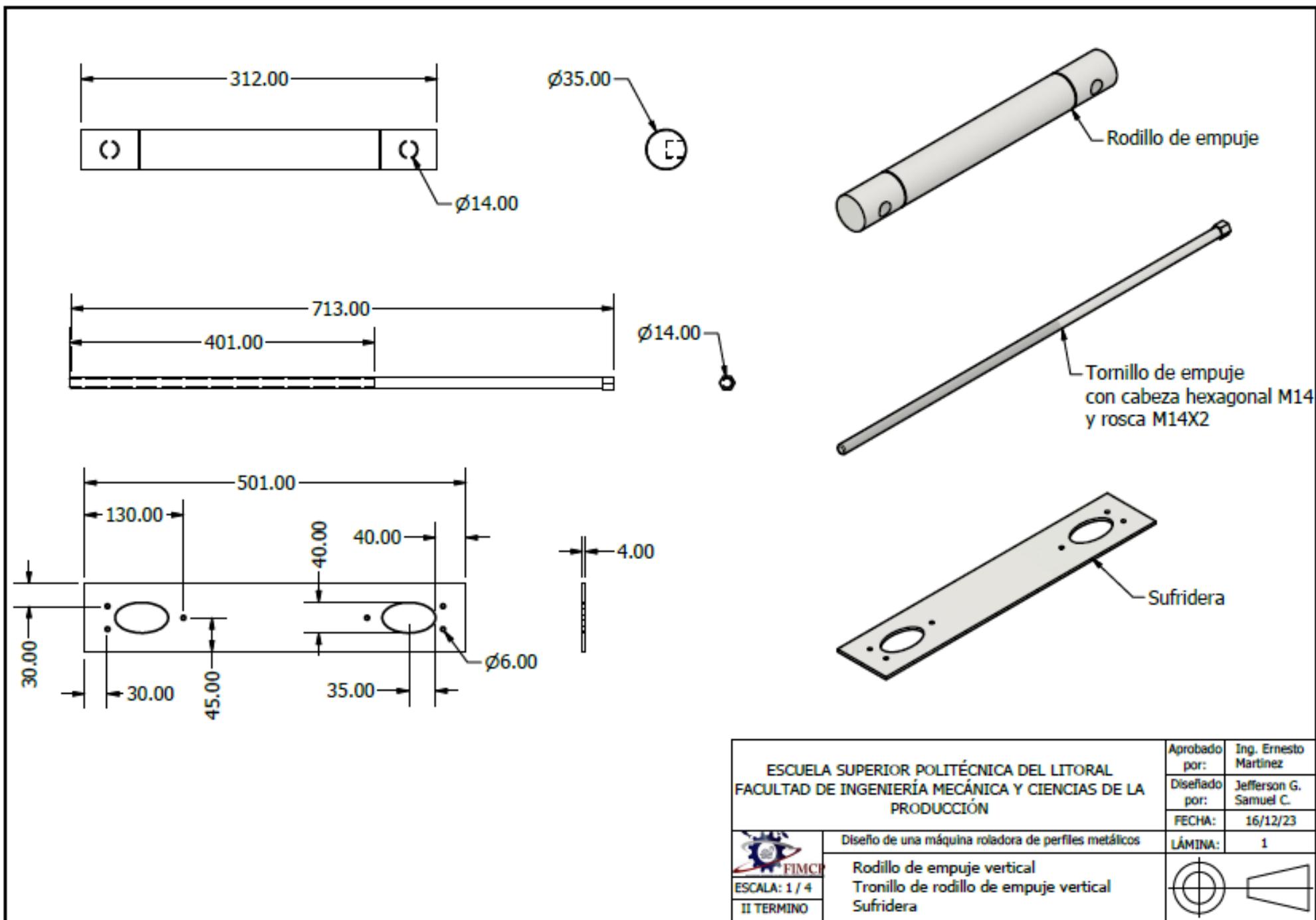
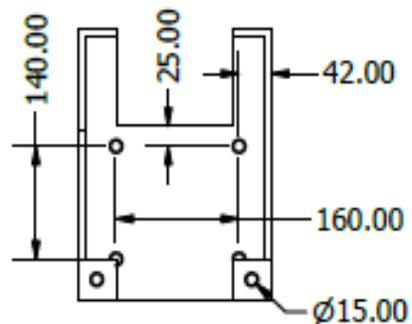
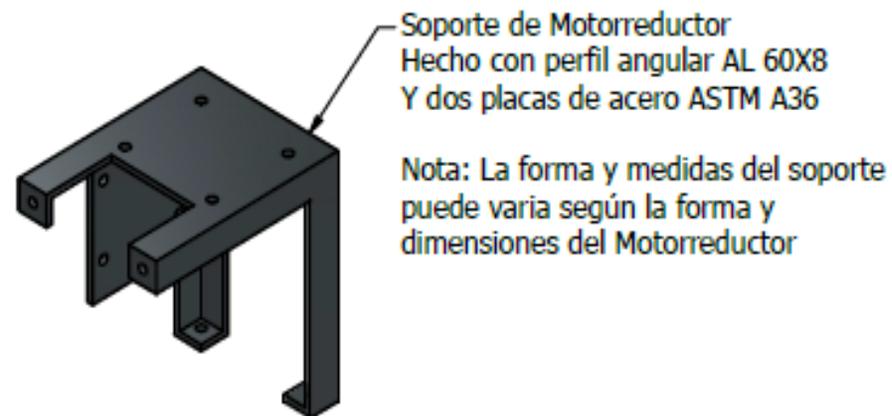
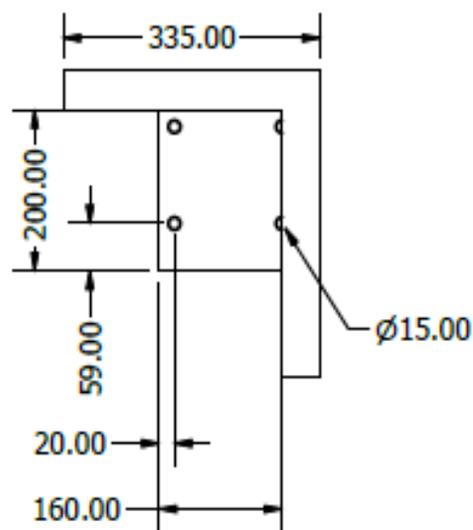
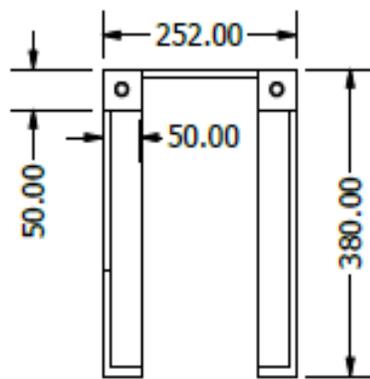
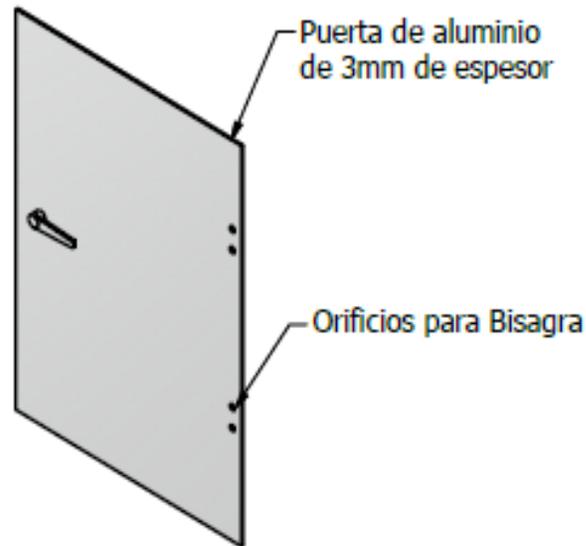
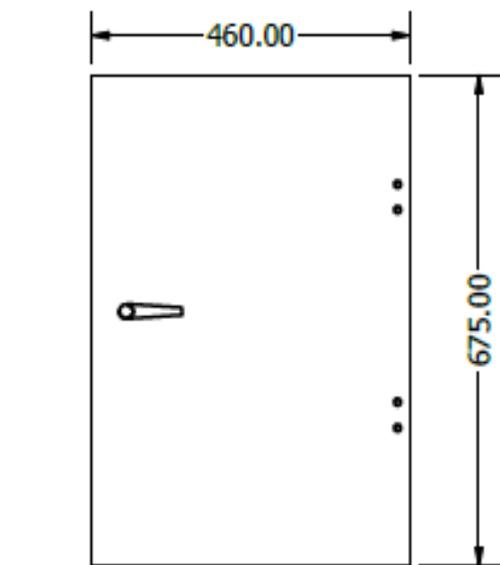


Figura D 16. Rodillo de empuje vertical, tonillo de empuje, sufridera



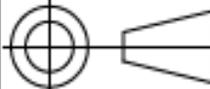
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Aprobado por:	Ing. Ernesto Martínez	
		Diseñado por:	Jefferson G. Samuel C.	
		FECHA:	16/12/23	
 ESCALA: 1 / 10 II TERMINO	Diseño de una máquina roladora de perfiles metálicos		LÁMINA:	1
	Puerta Soporte Motorreductor			

Figura D17. Puerta y Soporte Motorreductor