

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CILINDRADORA MECANICA DE LAMINA
DE ACERO PARA LA PLANTA METALMECANICA DE LA EMPRESA
“FHARMAVICOLA S.A.”.

DIEGO FERNANDO CARREÑO AYALA
MARVIN GERARDO SANABRIA LÓPEZ



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2014

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CILINDRADORA MECANICA DE LAMINA
DE ACERO PARA LA PLANTA METALMECANICA DE LA EMPRESA
“FHARMAVICOLA S.A.”.

DIEGO FERNANDO CARREÑO AYALA
MARVIN GERARDO SANABRIA LÓPEZ

TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

DIRECTOR
RICARDO ALFONSO JAIMES ROLON
INGENIERO MECÁNICO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2014

DEDICATORIA

A mi padre celestial,
A mi esposa, con todo mi amor,
A mis hijos,
A mis padres, con todo mi corazón.

Diego Fernando Carreño Ayala

A mi Dios poderoso
A mi madre, y seres queridos que contribuyeron a este logro.

Marvin Gerardo Sanabria Lopez

AGRADECIMIENTOS

A Ricardo Jaimes, ingeniero mecánico, director del proyecto y amigo, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A nuestros padres y familiares.

A todos nuestros amigos.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	17
1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	19
2. OBJETIVOS	22
2.1 OBJETIVOS GENERALES.....	22
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	22
3. PROCESOS DE CONFORMADO PLASTICO DE METALES.....	24
3.1 CLASIFICACION DE LOS PROCESOS DE CONFORMADO.....	25
3.1.1 Conformado según la temperatura de trabajo.....	25
3.1.2 Conformado según la materia prima.	27
4. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA MÁQUINA	39
4.1 CUERPO O ESTRUCTURA	40
4.2 SISTEMA DE REGULACIÓN DEL RODILLO SUPERIOR.....	41
4.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	42
4.4 RODILLOS	44
5. CÁLCULO Y DISEÑO DEL EQUIPO	46
5.1 FLEXIÓN PLÁSTICA DE VIGAS	46
5.2 PARÁMETROS DE LA LÁMINA A CILINDRAR	51
5.3 CÁLCULOS PARA DETERMINAR LA CARGA INICIAL	52
5.4 CALCULO DEL ESPESOR DEL CILINDRO CRÍTICO O SUPERIOR	53
5.5 CALCULO DEL TORNILLO DE REGULACIÓN.....	56
5.6 CÁLCULO DE LA LONGITUD O ALTURA DE LA TUERCA.....	61

5.7 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR	62
5.8 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LOS EJES DE LOS RODILLOS.....	66
5.9 DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA DEL SISTEMA.....	73
5.9.1 Diseño de la transmisión por engranajes rectos.....	73
5.9.2 Diseño de la transmisión por engranajes rectos.....	85
5.9 ANÁLISIS DE CARGA POR ELEMENTOS FINITOS.....	85
5.10 SISTEMA ELÉCTRICO.....	90
6. CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS.	93
6.1 ASPECTOS DE SEGURIDAD	106
7. ANÁLISIS ECONÓMICO	107
7.1 COSTOS DE FABRICACIÓN	108
7.2 GASTOS DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA.....	109
7.3 AMORTIZACIONES.....	110
7.4 PRODUCCIÓN	110
7.5 ÍNDICES DE RENTABILIDAD	112
7.5.1 Valor actual neto.....	113
7.5.2 Tasa interna de retorno.....	114
8. CONCLUSIONES	115
9. RECOMENDACIONES.....	117
BIBLIOGRAFIA.....	119
ANEXOS	120

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura. 1. Efectos del trabajo en frio sobre las propiedades.....	26
Figura. 2. Prensas Troqueladoras referencia J23-10B.....	28
Figura. 3. Máquina dobladora manual de láminas.	29
Figura. 4. Proceso de embutido.	30
Figura. 5. Partes que intervienen en el proceso de embutido.	31
Figura. 6. Elongación a la tensión y a la compresión en el doblado.	32
Figura 7. Recuperación elástica.....	34
Figura 8. Cilindrado con rodillos.....	36
Figura 9. Cilindradora manual desmontable.	36
Figura 10. Curvado de lámina de mediano espesor.....	37
Figura 11. Sistemas de cilindradora con 2 motoreductores.....	38
Figura 12. Cilindradora hidráulica de 4 rodillos.	38
Figura 13. Elementos principales de la Cilindradora de lamina.	39
Figura 14. Principio de funcionamiento de la cilindradora de lámina.	40
Figura 15. Cuerpo o estructura de una cilindradora.	41
Figura 16. Sistema de regulación del rodillo superior.....	42
Figura 17. Sistema cinemático de transmisión de potencia.....	43
Figura 18. Esquema de los rodillos inferiores.	45
Figura 19. Esquema del cilindro superior - rodillo libre o "loco".....	45
Figura 20. Gráfica del momento plástico y momento flector.....	50
Figura 21. Diagrama de lámina y rodillos.....	52
Figura 22. Diagrama de Cortantes y Momentos cilindro superior.....	54
Figura 23. Sección transversal de cilindro superior.....	55
Figura 24. Diagrama de cuerpo libre; tornillo de regulación.	57
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre de la lámina y los rodillos inferiores.....	63
Figura 26. Propiedades físicas del rodillo inferior.....	64

Figura 27. Diagrama de cuerpo libre del rodillo inferior o motriz.	67
Figura 28. Resistencia a la fatiga S_n , en función de S_u , para acero forjado con varias condiciones de superficie	68
Figura 29. Factor de material.	69
Figura 30. Factor de confiabilidad.	70
Figura 31. Factor de tamaño.	70
Figura 32. Cuñeros	72
Figura 33. Disposición de rodillos de la máquina	73
Figura 34. Disposición de la transmisión de engranajes rectos.	74
Figura 35. Límite de endurecía para los engranajes de acero templado	79
Figura 36. DCL Estructura soporte o Chasis.	86
Figura 37. Enmallado de la estructura soporte.	87
Figura 38. Distribución de esfuerzos.	89
Figura 39. Diagrama de desplazamiento.	89
Figura 40. Diagrama de potencia del sistema eléctrico.	91
Figura 41. Diagrama de control del sistema eléctrico.	92
Figura 42. Modelado de la máquina utilizando la herramienta CAD Solidworks.	93
Figura 43. Elementos principales de la Cilindradora de lamina.	94
Figura 44. Material para la fabricación de los cilindro, Acero ASTM A53 grado A.	94
Figura 45. Construcción de los cilindros.	95
Figura 46. Maquinado de las puntas - ejes de los rodillos.	95
Figura 47. Contrucción de la estructura base.	96
Figura 48. Contrucción de las Carcasas – soporte de los rodillos	96
Figura 49. Montaje de carcasas, cojinetes y tornillos de nivelación.	97
Figura 50. Montaje de los rodillos inferiores.	97
Figura 51. Fabricación de dados - rodillo móvil.	98
Figura 52. Montaje de rodillo movil y sistema de transmision de potencia.	99
Figura 53. Instalación sistema eléctrico y guarda del motoreductor.	99
Figura 54. Acometida del sistema eléctrico.	100
Figura 55. Carcasa colapsable	100

Figura 56. Registro de consumo de corriente en el pico de arranque	101
Figura 57. Registro del consumo de corriente con la máquina en vacío.	102
Figura 58. Precurvado de la lámina de acero.....	103
Figura 59. Montaje de lámina de acero en la cilindadora.	103
Figura 60. Proceso de cilindrado de lámina de acero	104
Figura 61. Registro consumo de corriente en el pico de arranque - prueba 1	105
Figura 62. Consumo de corriente durante el trabajo de la máquina - prueba 1 ...	105
Figura 63. Sistema de control automático con display y joystick.....	117
Figura 64. Estructura lateral para centrado de pieza.....	117
Figura 65. Datos en el extremo para rolado de perfilería.	118

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Especificaciones del tornillo	61
Tabla 2. Caracterización de los engranajes	77
Tabla 3. Valores del factor de forma Y en la Ecuación de Lewis	80
Tabla 4. Valores del coeficiente límite de carga de desgaste Kg	83
Tabla 5. Requerimientos para selección del motoreductor.	85
Tabla 6. Detalles de la Carga	87
Tabla 7. Costos de Fabricación	108
Tabla 8. Gastos de personal operativo.	109
Tabla 9. Control de tiempos	111
Tabla 10. Tarifas de servicios	111
Tabla 11. Tasa interna de retorno	113

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. Catálogo de producto cilindradora de lámina de acero AKIAPACK	120
ANEXO B. Catálogo de aceros de steckerl	122
ANEXO C. Propiedades de materiales ACERO AISI 1045	123
ANEXO D. Selección de tornillos	124
ANEXO E. Catálogo de motoreductores de engranajes Helicoidales SEW	126
ANEXO F. Manual de Operación y Mantenimiento	128
ANEXO G. Planos	145

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CILINDRADORA MECANICA DE LAMINA DE ACERO PARA LA PLANTA METALMECANICA DE LA EMPRESA “FHARMAVICOLA S.A.”. *

AUTORES:

Diego Fernando Carreño Ayala. **
Marvin Gerardo Sanabria López. **

PALABRAS CLAVES:

Diseño, Fabricación, Lámina metálica, Cilindradora.

DESCRIPCIÓN:

En esta tesis de grado se desarrollan las etapas del diseño de máquinas en ingeniería, generando una solución en el complemento de los servicios de la empresa Fharmavicola S.A y como requisito para la obtención de un título profesional de sus autores.

Se ejecutan las diferentes etapas de la ingeniería de diseño, obteniendo una solución clara a la necesidad del sector afectado, como inicio del proceso. Durante el desarrollo de la tesis se diferencian claramente las etapas del diseño, como la validación del diseño en base a los requerimientos del cliente y gracias a una larga y detallada investigación de la ingeniería utilizada para el cilindrado de lámina metálica, complementariamente un análisis económico de viabilidad de la fabricación de la cilindradora, dando paso al desarrollo de la mejor opción para la empresa, con la ayuda de herramientas de ingeniería adquiridas durante el desarrollo de la carrera profesional y conjuntamente de los sistemas CAD y CAE para su modelado y fabricación en especial de la base de la cilindradora como elemento de complejo análisis estructural.

Debido a la complejidad del equipo y la cantidad elementos que se utilizaron en su construcción el diseño se enfocó en los elementos principales de la transmisión de potencia, sistema de cilindrado y el cuerpo o carcasa, sin embargo se realiza la verificación de algunas partes críticas en el desempeño del equipo, obteniendo como resultado un equipo que cumple con todo lo planteado en el requerimiento inicial y llenándonos de satisfacción profesional, al ver la correcta aplicación de lo aprendido durante la carrera y bajo una acertada orientación.

* Trabajo de Grado

**Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director: Ing. Ricardo Jaimes.

ABSTRACT

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A rolling machine MECHANICAL SHEET STEEL PLANT COMPANY METALMECANICA "FHARMAVICOLA SA" *

AUTHORS:

Diego Fernando Carreño Ayala.
Marvin Gerardo Sanabria López. **

KEY WORDS:

Design, Fabrication, Sheet metal, rolling machine.

DESCRIPTION:

In this thesis the design stages of engineering machines are developed, generating a solution on the complement of enterprise services Fharmavicola S.A and as a requirement for obtaining a professional degree of their authors.

The various stages of design engineering are executed, obtaining a clear solution to the need of the sector concerned, as early in the process. During the development of the thesis clearly differentiated stages of design, as design validation based on customer requirements and thanks to a long and detailed investigation of the engineering used for turning metal foil, complementary economic feasibility analysis of the production of rolling machine, giving way to the development of the best option for the Company, With the help of engineering tools acquired during the of the professional career development and jointly from the CAD and CAE systems for modeling and especially the manufacturing base of the rolling machine as complex element structural analysis.

Due to the complexity of the equipment and the number elements used in their construction design focused on key elements of the power transmission, system the rolling and the body or casing, however some parts verification is performed critical team performance, resulting in a machine that meets all points raised in the initial request and filling of professional satisfaction, To see the correct application of learning during the race and under a wise guidance.

* Degree Work.

** Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Ricardo Jaimes.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, unidades empresariales del ámbito metalmeccánico en Colombia cuentan con máquinas y equipo humano más capacitado que en años anteriores, operadores especializadas en nuevas máquinas, sistemas de seguridad para su operación, nuevas herramientas, nuevos repuestos, diseños más innovadores, accesibilidad a otros diseños de vanguardia. Mencionados aspectos organizan el plan productivo y le permiten al profesional industrial contemporáneo interactuar en determinadas y no en todas las áreas del sector productivo; desempeñándose con mayor eficiencia en un paquete de asignaciones más seleccionadas, de manera que se pueda planificar el costo de adquisición de una máquina o equipo humano de trabajo, valiéndose del diseño y fabricación vs la importación.

Estas políticas de importación, estudios recientes alrededor del TLC, revelan que las empresas realizan inversiones importantes en maquinaria industrial y existen razones de peso para justificar esta práctica, una de estas es la desconfianza en la calidad de nuestros productos manufacturados, el factor artesanal que nos atribuyen por antecedente o porque el procedimiento para estas operaciones es más sencillo desde entidades bancarias, que a su vez ofrecen facilidades crediticias.

El resultado infiere dificultad en que la economía alcance su nivel de crecimiento potencial este periodo de tiempo, debido a la persistente incertidumbre externa y el deterioro de indicadores internos, entre ellos la confianza del consumidor y el menor crecimiento de la industria.

La intención concreta de llevar a marcha el diseño y construcción de una cilindradora mecánica de lámina de acero la compañía Pharmavicola S.A, es aumentar el espectro comercial de productos afines al proceso y mejorar su

calidad sometiéndolos a evaluación continua de un departamento de Ingeniería que la compañía posee. Empleando, por supuesto los conocimientos adquiridos en el área de diseño de la escuela de Ingeniería Mecánica para conseguir los objetivos mencionados en este trabajo de grado.

1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Como parte del desarrollo del proyecto se debieron analizar las diferentes variables e hipótesis para la selección de la una óptima e indicada solución de la necesidad de nuestro cliente.

Según la Encuesta Anual Manufacturera EAM¹ del año 2011 efectuada por el DANE, en Colombia existen 9.946 establecimientos dedicados a la industria con una producción bruta que ascendió a los \$ 156,5 billones de pesos, con un valor agregado de 67,8 billones de pesos. De los 9.946 establecimientos, 1.813 (el 18,22%) hacen parte de la industria metalmecánica y el 17,31% del valor agregado generado fue generado por la industria Metalmecánica.

A partir de la información de la Encuesta Anual Manufacturera de 2011 es posible medir la participación de la industria metalmecánica de Santander en la industria metalmecánica de Colombia.

Así entonces, la industria metalmecánica santandereana representa el 3,29% del número de establecimientos en Colombia y el 0,83% del valor agregado de la producción nacional. A nivel de la industria total de Santander, las actividades que corresponden sólo a la industria metalmecánica representan el 12,17% del número de establecimientos y el 1% del valor agregado de la producción de Santander.

FHARMAVICOLA S.A. siendo una empresa comercializadora y productora de insumos y productos para el sector agroindustrial, cuenta con una planta Metalmecánica en la cual se llevan a cabo procesos de figurado de lámina como el corte y plegado; para la elaboración y fabricación de plantas de producción y

¹ EAM encuesta Anual Manufacturera. Utilizada por el DANE. 2011. Consultado el de 2014. Disponible en: <http://formularios.dane.gov.co/eam/>

maquinaria referente a su campo de acción (plantas de producción de concentrados, plantas de pre-mezclas, equipo de transporte a granel, tanques de almacenamiento, carro tanques, oleoductos, etc.), es de vital importancia contar con la maquinaria necesaria para la ejecución de estos procesos anteriormente mencionados, donde la empresa cuenta con la guillotina CNC, la plegadora CNC, pero carece de una cilindadora de lámina de acero.

FHARMAVICOLA S.A. detecta la necesidad de obtener una máquina curvadora de lámina de acero para la fabricación de una gran variedad de ductos y conectores, tanques de almacenamiento, equipo de transporte a granel, oleoductos, etc., que en ausencia del equipo se traduce en gastos y costos adicionales como la prestación del servicio, transportes extras de materias primas y disponibilidad de terceros, lo cual ocasiona la evidente formación de cuellos de botella en los costos en la producción y tiempos de entrega lo que resulta automáticamente en un descenso de la competitividad.

Con el objetivo de contribuir con la misión de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, de construir y aplicar el conocimiento en los diferentes campos de la ingeniería, en particular en el diseño de maquinaria industrial y de contribuir con el desarrollo de la comunidad, se hace necesario entablar una relación estrecha entre la industria y la academia para ayudar a consolidar una nueva empresa y así generar valor agregado en el sector industrial del departamento de Santander.

Con la ejecución de este proyecto se busca interactuar directamente con la industria local y de esta forma afianzar y plasmar los conocimientos adquiridos en el ciclo académico mediante el diseño y construcción de una máquina; y a su vez beneficiar la empresa privada FHARMAVICOLA S.A. con la adquisición de un equipo funcional para el cilindrado de lámina de acero que optimice sus procesos de producción.

Finalmente este proyecto demostrará una vez más el protagonismo de la Universidad industrial de Santander, a través de su escuela de Ingeniería Mecánica como gestora del desarrollo tecnológico e industrial de la región.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVOS GENERALES

Contribuir con la Universidad Industrial de Santander en su misión de fomentar el progreso de todas las comunidades, especialmente la industrial, sector en desarrollo y a su vez poseedor de un potencial capaz de desarrollar líneas de procesos de la mejor calidad y óptimos rendimientos, alcanzando altos niveles de competitividad.

Aportar a las áreas relacionadas con el diseño, mediante la utilización de técnicas que contribuyan con el desarrollo de tecnología local buscando rentabilidad y calidad en la maquinaria con miras de suplir necesidades del sector metalmecánico.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y Construir un cilindradora mecánica de lámina de acero con capacidad de cilindrar calibres de hasta $\frac{1}{4}$ " de pulgada, a un largo máximo de 2 metros y con diámetros interiores de 25cm en adelante.
- Validar el modelo teórico propuesto con un prototipo a construir en la planta metalmecánica de la empresa "FHARMAVICOLA S.A." ubicada en el sector industrial de Girón.
- Desarrollar las etapas del diseño mecánico utilizando las herramientas informáticas disponibles como lo son el CAD y el CAE.

- Realizar la ficha técnica de la máquina, al igual que un manual del usuario en el cual se plasmen los aspectos de seguridad, instalación, puesta en marcha y mantenimiento de la máquina.
- Realizar un estudio de costos para seleccionar el mejor modelo teniendo en cuenta los criterios de eficiencia, facilidad de construcción y requerimientos de diseño.

3. PROCESOS DE CONFORMADO PLASTICO DE METALES

Los procesos de conformado plástico de metales, son todos aquellos procesos donde se busca generar formas a metales, de tal manera que su volumen y masa se conservan, y las partículas de este sean desplazadas de una posición a otra. La importancia de estos procesos radica en los múltiples artículos y formas en material metálico que existen y su fabricación en serie, haciendo que su alta demanda dependa de las buenas características mecánicas que posee el material, al igual que su gran maleabilidad y ductilidad.

La industria manufacturera se especializa en el proceso del metal laminado bajo criterios operacionales de trabajo en frío como troquelado, estampado y conformación. La fabricación de utensilios para el hogar, de automóviles y de muchos otros productos depende del proceso de lámina metálica.

Cuando se requiere partes de precisión que compromete el funcionamiento de un equipo, estas partes dependen del proceso de maquinado, el cual se podría considerar como la base de la manufactura moderna. La industria moderna compila una lista de máquinas herramientas de ejecución cada vez menos manual. El estampado, el troquelado, el plegado, curvado, repujado, etc., son solo algunos de los procesos para los cuales son absolutamente necesarios los servicios de las herramientas y de los dados. Llamamos dados al componente que transfiere por contacto, la fuerza directa a la materia prima, de tal forma que obtengo una variación en la geometría inicial de la pieza.

3.1 CLASIFICACION DE LOS PROCESOS DE CONFORMADO

Los procesos de conformado se clasifican de acuerdo al dos principales variables: la temperatura de trabajo y el tipo de materia prima. Estos dos procesos serán definidos a continuación.

3.1.1 Conformado según la temperatura de trabajo

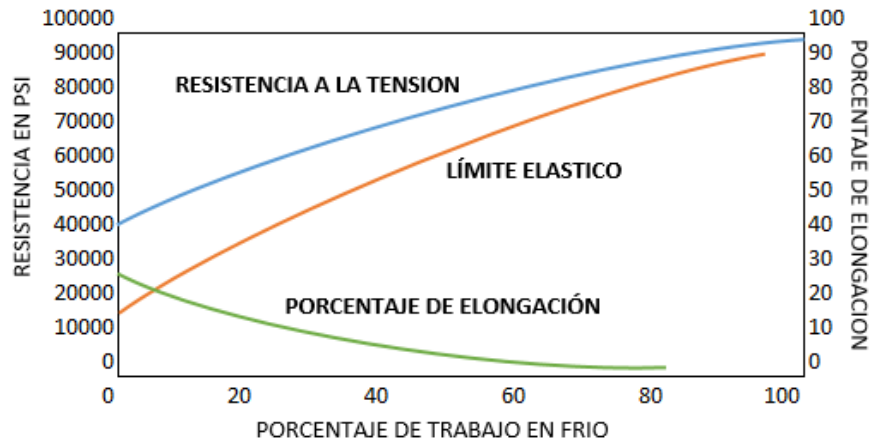
- **Trabajo en frío.**

Se refiere al trabajo a temperatura ambiente o menor. Este trabajo ocurre al aplicar un esfuerzo mayor que la resistencia de cedencia original de metal, produciendo a la vez una deformación. Las ventajas y desventajas de trabajar en frío son:

Ventajas

- Mejor precisión.
- Tolerancias más estrechas.
- Mejores acabados superficiales.
- Posibilidades de obtener propiedades de dirección deseadas en el producto final.
- Mayor dureza de las partes.
- Ahorra el costo de horno y combustible.

Figura. 1. Efectos del trabajo en frío sobre las propiedades.



Fuente: ASKELAN. Ciencias de materiales.

Desventajas

- Requiere mayor potencia para desempeñar las operaciones.
- Se debe tener cuidado para asegurar que las superficies de la pieza del trabajo inicial estén libres de incrustaciones y contaminación.
- La ductilidad y el endurecimiento por deformación del metal de trabajo limitan la cantidad de formado que se puede hacer sobre la zona.

- **Trabajo en caliente**

El trabajo en caliente (también llamado formado en caliente, o hot working en inglés), implica la deformación plástica del material metálico a una temperatura mayor que la de recristalización de un metal. Una de las ventajas del trabajo en caliente consiste en la obtención de una deformación plástica casi ilimitada, que además es apropiada para moldear partes grandes porque el metal tiene una baja resistencia de cedencia y una alta ductilidad.

Las ventajas que resultan de esta operación son: mayores modificaciones a la forma de la pieza de trabajo, menores fuerzas y esfuerzos requeridos para

deformar el material, opción de trabajar con metales que se fracturan cuando son trabajados en frío, propiedades de fuerza generalmente isotrópicas y, finalmente, no ocurren endurecimientos de partes debidas a los procesos de trabajo.

3.1.2 Conformado según la materia prima. Los métodos de conformado plástico igualmente se caracterizan por utilizar materiales en diferentes condiciones, ya estén en forma de láminas o en forma de bloques macizos. Esta propiedad diferencia los tipos de procesos y utilidades de cada uno.

- **Procesos Que Utilizan La Materia Prima En Forma De Laminas**

Es todo paso de conformado de metales en donde el metal que será conformado en cierta forma determinada, se dispone inicialmente como lámina.

Dentro de este grupo, se encuentran una serie de procesos muy utilizados a nivel industrial, estos son el troquelado, embutido, doblado y curvado.

- **Troquelado**

Se denomina troquelado de metal a la acción mecánica que se utiliza para realizar agujeros en chapas o láminas metálicas. Para realizar este trabajo, se utilizan desde simples mecanismos de accionamiento manual hasta sofisticadas prensas mecánicas de gran potencia; en la figura 2 podemos observar una máquina troqueladora.

Figura. 2. Prensas Troqueladoras referencia J23-10B.



Fuente: Troqueladora. Disponible en: <http://www.maquinariacatalogo.com/images/productos/prensas-troqueladoras-j23-16b.jpg>

- **Doblado manual.**

El doblado de metales es la deformación de láminas alrededor de un determinado ángulo, este proceso también es llamado plegado. Los ángulos pueden ser clasificados como abiertos (si son mayores a 90grados), cerrados (menores a 90°) o rectos. Durante la operación, las fibras externas del material están en tensión, mientras que las interiores están en compresión. El doblado no produce cambios significativos en el espesor de la lámina metálica. En la industria actual las máquinas dobladoras se valen de un contrapeso para producir el giro de la herramienta dobladora. Ver figura 3.

Figura. 3. Máquina dobladora manual de láminas.

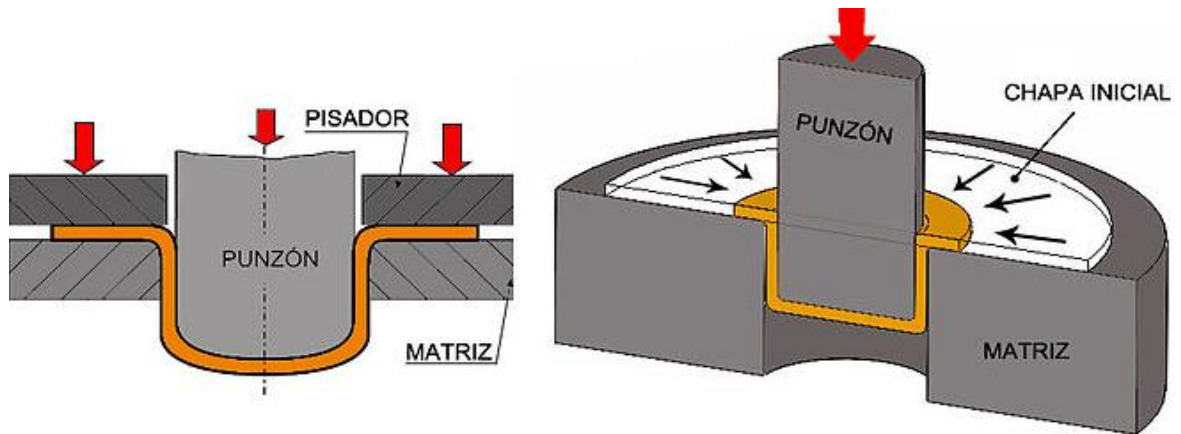


Fuente: MAC. SJR Machinery co., Ltd. Disponible en: <http://www.machinerychina.es/12g-hand-folder-1.html>

- **Embutido**

El Embutido de Chapas Metálicas es uno de los procedimientos más comunes en la elaboración de piezas huecas, para diversas aplicaciones que van desde el hogar, la oficina y en la industria en general.

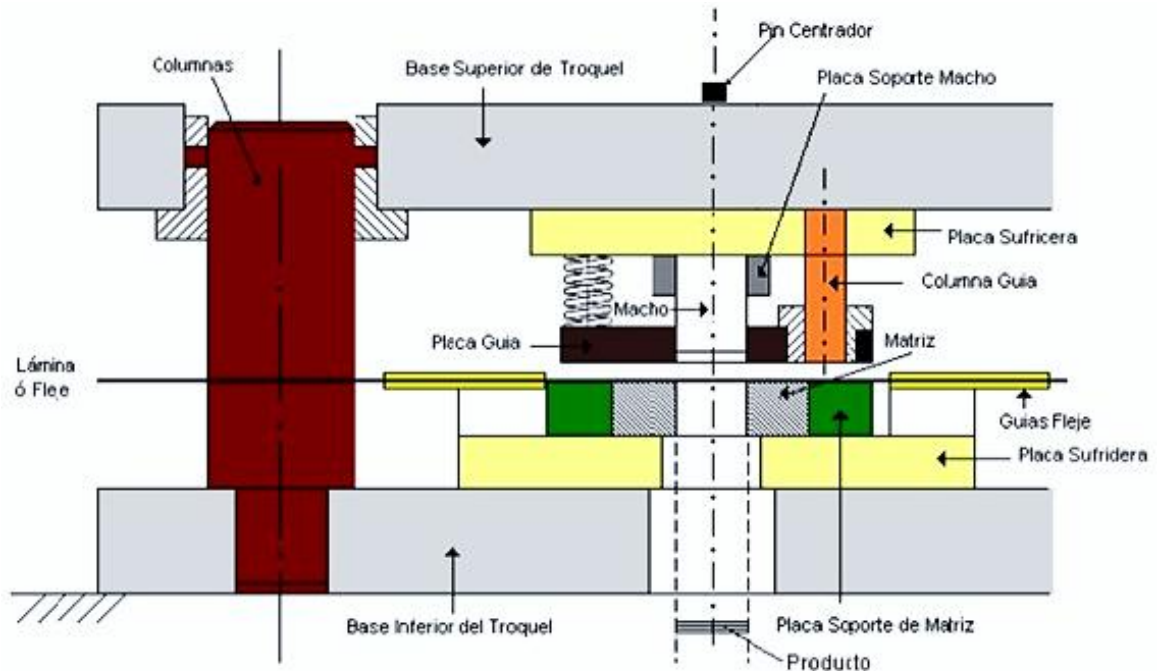
Figura. 4. Proceso de embutido.



Fuente: Artículo. Embutición. Disponible en: <http://es.wikipedia.org/wiki/Embutici%C3%B3n>

Las piezas recortadas o discos a emplear se disponen en el asiento o anillo de centrado, fijado a la matriz de embutir, con la finalidad de centrar el disco en el proceso de embutición. Un dispositivo pisador aprieta el disco contra la matriz de embutir con la finalidad de que no se produzcan pliegues. El punzón de embutir al bajar estira el material sobre los bordes rebordeados de la matriz, de modo que se produzca una pieza hueca. El desplazamiento de todos los cristales en que esta constituido el material a embutir es radical en toda su magnitud. Cada uno de los cristales del material se desplaza, en la medida de que este se desliza en la abertura entre el punzón y la matriz.

Figura. 5. Partes que intervienen en el proceso de embutido.

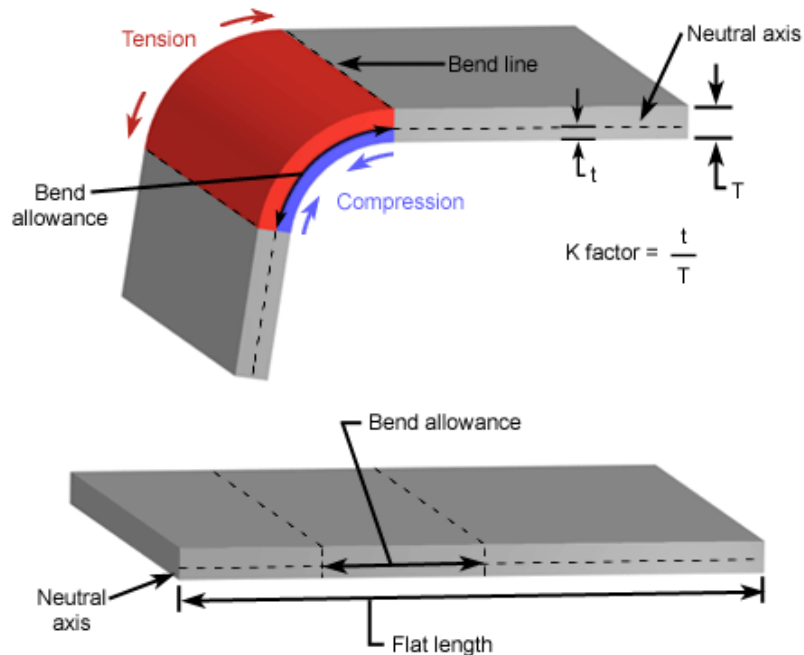


Fuente: Conformado mecánico de piezas. Troqueles. Disponible en <http://conformadomecanicodepiezasdtc.weebly.com/troqueles.html>

- **Doblado y curvado**

En el trabajo de láminas metálicas, el doblado se define como la deformación del metal alrededor de un eje recto, como se muestra en la figura 6. Durante la operación de doblado, el metal dentro del plano neutral (neutral axis) se comprime, mientras que el metal por fuera del plano neutral se estira. El metal se deforma plásticamente, así que el doblado (bend allowance) toma una forma permanente al remover los esfuerzos que lo causaron. El doblado produce poco o ningún cambio en el espesor de la lámina metálica, razón por la cual sus propiedades mecánicas no varían considerablemente, a no ser que se necesite aplicar fuentes de calor localizado para conseguir preformar láminas con altos espesores, o de acuerdo a la composición Hierro, carbono, aleaciones, o alguna configuración química especial designada en la ficha técnica de acero proveniente de la siderurgia.

Figura. 6. Elongación a la tensión y a la compresión en el doblado.



Fuente: Andrea Cortes. Disponible en: <http://modelos2andreaortes.blogspot.com/2013/05/doblado-y-curvado-de-metales.html>

- **Análisis de la ingeniería del doblado**

Algunos términos importantes del doblado se identifican en la figura 6. El metal, cuyo espesor es igual a t , se dobla a través de un ángulo, llamado ángulo de doblado α . El resultado es una lámina de metal con un ángulo incluido α' , tal que $\alpha + \alpha' = 180^\circ$. El radio del doblado R se especifica normalmente en la parte interna de la pieza, en lugar de sobre el eje neutral, y se determina por el radio de la herramienta que se usa para ejecutar la operación. El doblado se hace sobre el ancho de la pieza de trabajo w .

- **Tolerancia de doblado**

Si el radio del doblado es pequeño respecto al espesor del material, el metal tiende a estirarse durante el doblado. Es importante poder estimar la magnitud del estirado que ocurre, de manera que la longitud de la pieza final pueda coincidir con la dimensión especificada. El problema es determinar la longitud del eje neutral antes del doblado, para tomar en cuenta el estirado de la sección doblada final. Esta longitud se llama tolerancia de doblado y se puede estimar como sigue:

$$A_b = 2\pi \frac{\alpha}{360} (R + K_{ba}t)$$

Donde A_b = tolerancia de doblado en mm (in)

α = ángulo de doblado en grados

R = Radio de doblado, mm (in)

t = espesor del material, mm (in)

K_{ba} es un factor para estimar el estirado.

Los siguientes valores de diseño se recomiendan para K_{ba} [2]: si $R < 2t$, $K_{ba} = 0.33$; y si $R > 2t$, $K_{ba} = 0.50$. Estos valores de K_{ba} predicen que el estiramiento ocurre solamente si el radio de doblado es más pequeño en relación con el espesor de la lámina.

Recuperación elástica Cuando la presión de doblado se retira al terminar la operación de deformación, la energía elástica permanece en la pieza doblada haciendo que ésta recobre parcialmente su forma original. Esta recuperación se conoce como recuperación elástica y se define como el incremento del ángulo comprendido por la pieza doblada en relación con el ángulo comprendido por la herramienta formadora después de que ésta se retira. Esto se ilustra en la figura (7) y se expresa como:

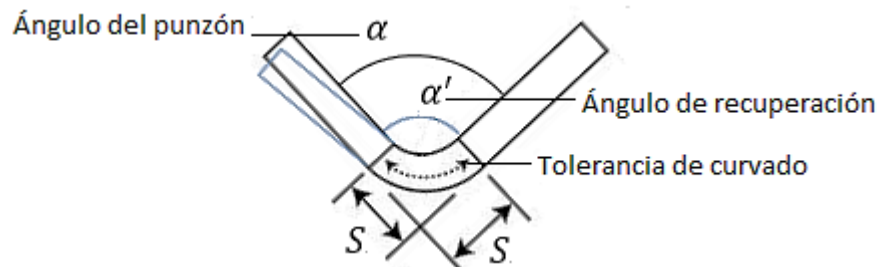
$$SB = \frac{\alpha' - \alpha'_t}{\alpha'_t}$$

Donde **SB** = recuperación elástica

α' = ángulo comprendido por la lámina de metal, en grados

α'_t = ángulo comprendido por la herramienta de doblado en grados.

Figura 7. Recuperación elástica



Fuente: Fundamentos de Manufactura Moderna: Materiales, Procesos Y Sistemas
pág. 449.

Aunque no tan elemental, ocurre un incremento en el radio de doblado debido a la recuperación elástica. La magnitud de la recuperación elástica se incrementa con el módulo de elasticidad **E** y la resistencia de la fluencia **Y** del metal de trabajo.

Se puede lograr una compensación para la recuperación elástica por varios métodos. Dos métodos comunes son el **sobredoblado** y el **fondeado**. En el **sobredoblado**, el ángulo del punzón y su radio se fabrican ligeramente menores que el ángulo especificado en la pieza final, de manera que la lámina regrese al valor deseado. El **fondeado** involucra comprimir la pieza al final de la carrera, deformándola plásticamente en la región de doblado.

- **Fuerza de doblado**

La fuerza que se requiere para realizar el doblado depende de la forma del punzón y del troquel, así como de la resistencia, espesor y ancho de la lámina de metal

que se dobla. La fuerza máxima de doblado se puede estimar por medio de la siguiente ecuación:

$$F = \frac{K_{bf}TSwt^2}{D}$$

Donde **F** = fuerza de doblado, N (lb)

TS = resistencia a la tensión del metal en lámina, MPa (lb/in²)

w = ancho de la pieza en la dirección del eje de doblado, mm (in)

t = espesor del material o la pieza, mm (in)

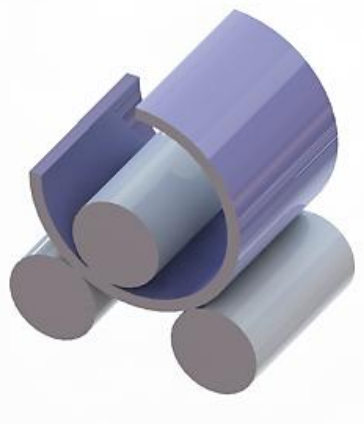
D = dimensión del troquel abierto en mm (in)

En mecánica, la ecuación anterior se basa en el doblado de una viga simple, y **K_{bf}** es una constante que considera las diferencias encontradas en un proceso real de doblado. Su valor depende del tipo del doblado; para doblado en V, **K_{bf}** = 1.33, y para doblado de bordes, **K_{bf}** = 0.33.

- **Proceso de cilindrado**

En las operaciones descritas en esta sección se usan rodillos para formar láminas metálicas. El doblado con rodillos es una operación en la cual generalmente se forman piezas grandes de lámina metálica en secciones curvas por medio de rodillos. En la figura 8 se muestra una configuración posible de rodillos. Cuando la lámina pasa entre los rodillos, éstos se colocan uno junto al otro en una configuración que forma el radio de curvatura deseado en el trabajo. Por este método se fabrican componentes para grandes tanques de almacenamiento y recipientes a presión. Mediante esta operación también se pueden doblar perfiles estructurales, rieles de ferrocarril y tubos.

Figura 8. Cilindrado con rodillos.



- **Cilindrado manual**

Con el método de doblar lamina con rodillos se crea una máquina la cual realiza este proceso mucho más fácil aprovechando la fuerza de un hombre con la ayuda de un volante, el cual sirve para reducir el esfuerzo que realiza; la fuerza del hombre es aprovechada de una manera adecuada por un sistema de transmisión que mueve los rodillos y hace que sea mínimo el esfuerzo realizado por el hombre.

Figura 9. Cilindradora manual desmontable.



Fuente:<http://www.solostocks.cl/equipo-industrial/maquinaria-industrial/cilindradora>

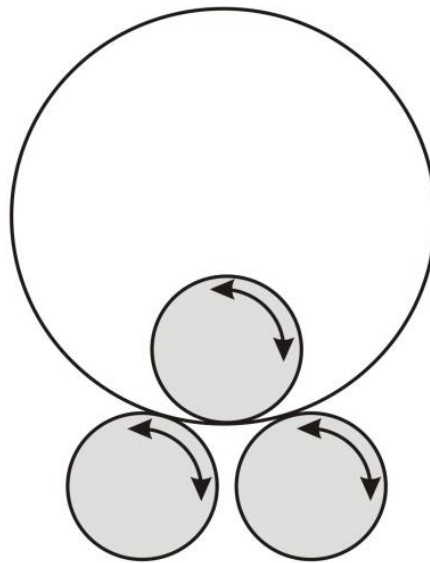
- **Cilindrado mecánico**

Se designa así porque su funcionamiento es impulsado en su totalidad por medio de un mecanismo sin la intervención del hombre como generador de esfuerzo.

Siendo los movimientos principales de curvado el de giro y la fuerza principal de doblado, para efectos de trabajo estos pueden ser mecanizados de la siguiente manera.

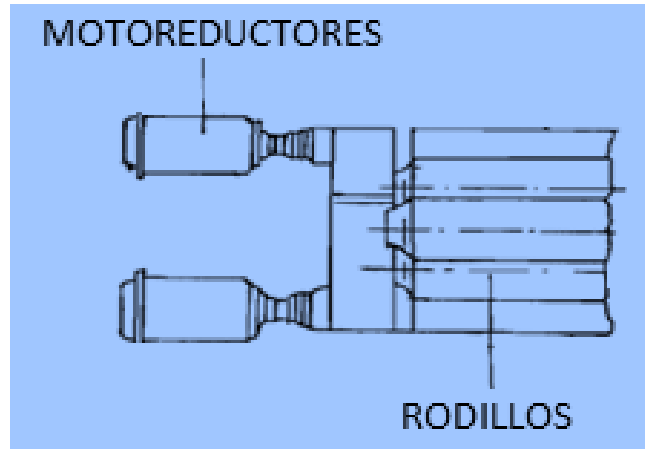
- El movimiento de giro o de arrastre puede ser generado por medio de un motor acoplado a un sistema de transmisión, para curvar láminas de mediano espesor como se muestra en la figura (10).

Figura 10. Curvado de lámina de mediano espesor



- Algunas de estas máquinas trabajan con sistema hidráulico o motor eléctrico con motoreductores.

Figura 11. Sistemas de cilindradora con 2 motoreductores.



Fuente: Tesis de grado diseño, cálculo y construcción de una roladora manual.
Página 14. Escuela superior politécnica del litoral.

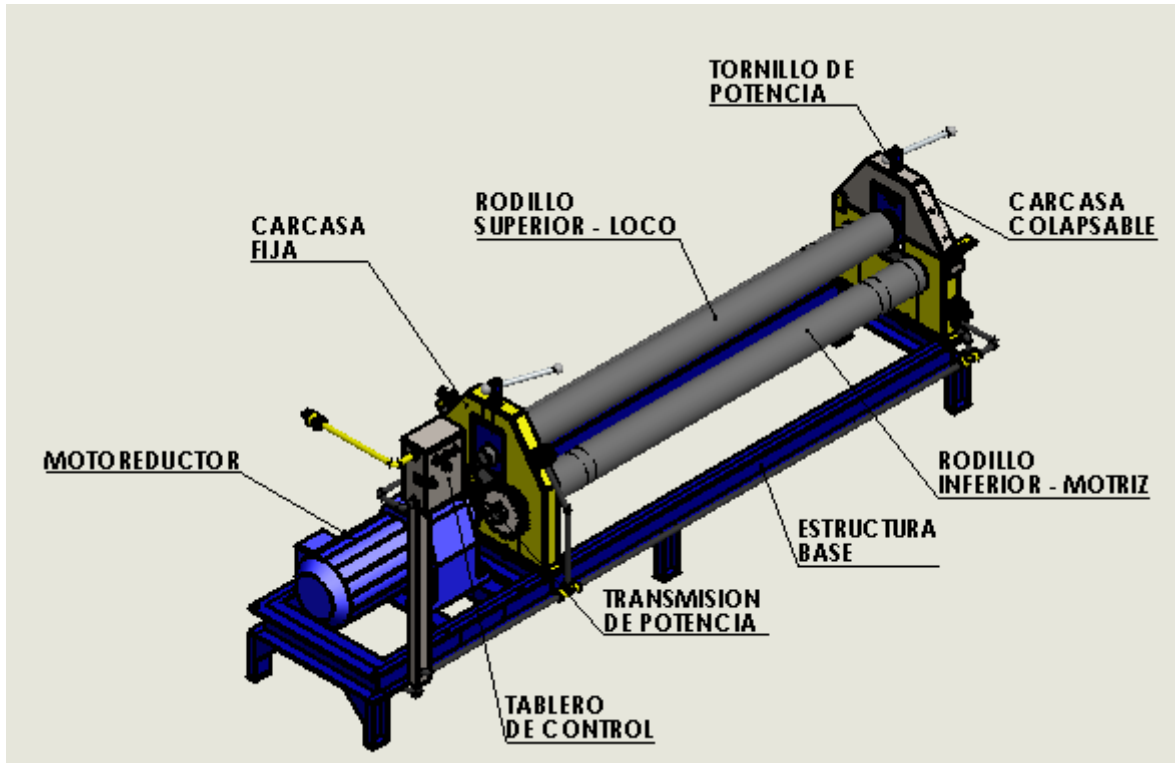
Figura 12. Cilindradora hidráulica de 4 rodillos.



Fuente: Cilindradora hidráulica de 4 rodillos - 4RHS. Disponible en:
<http://www.solostocks.cl/venta-productos/equipo-industrial/maquinaria-industrial/cilindradora-hidraulica-de-4-rodillos-4rhs-237259>

4. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA MÁQUINA

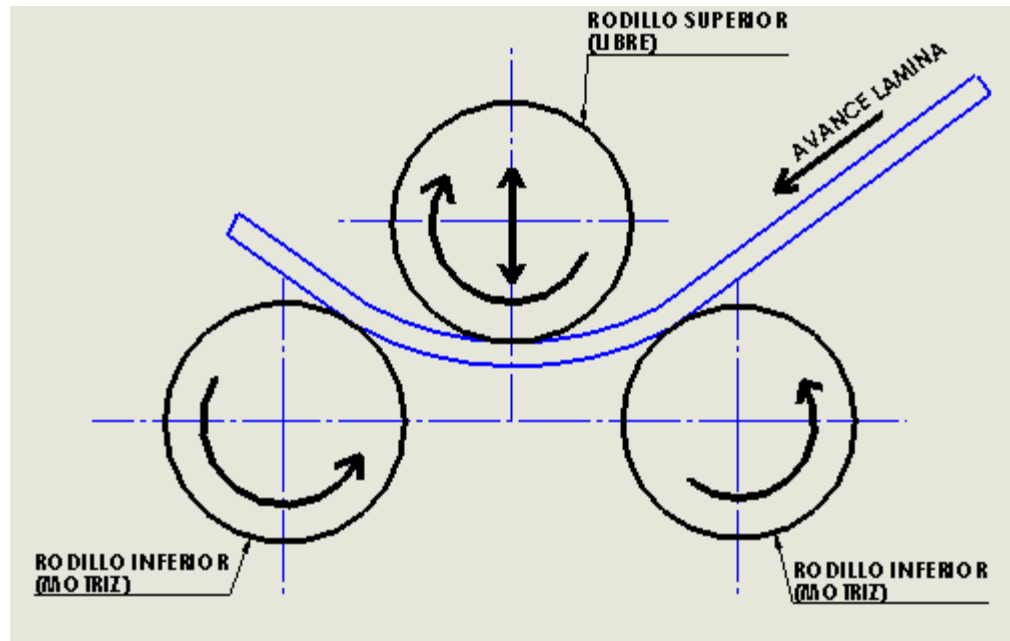
Figura 13. Elementos principales de la Cilindradora de lamina.



La Cilindradora de lámina es una máquina que sirve para curvar láminas metálicas.

El proceso de cilindrado se lleva a cabo por la intervención de tres rodillos donde sus ejes son paralelos y se ubican de una forma triangular. Un primer rodillo superior que se desplaza verticalmente y ejerce una fuerza que supera el límite elástico del material a curvar para que este se deforme, que se apoya en los dos rodillos inferiores fijos en su eje longitudinal que giran para generar el cilindrado de la lámina. Estos rodillos inferiores giran en un mismo sentido y por la acción de las fuerzas de rozamiento entre la lámina y los rodillos, esta se desplaza a través de ellos ocasionando de esta forma el curvado de la lámina (ver figura 14).

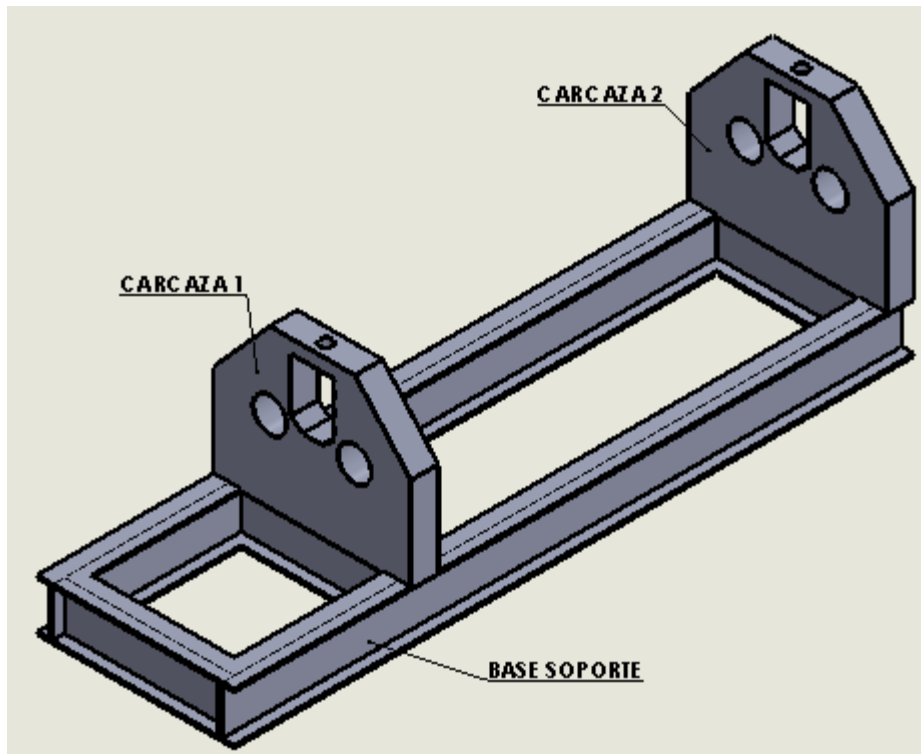
Figura 14. Principio de funcionamiento de la cilindradora de lámina.



4.1 CUERPO O ESTRUCTURA

El cuerpo o estructura es el lugar donde se ubican todos los elementos que forman la máquina y por esta razón debe ser lo suficientemente robusto y resistente. Está constituida por un marco o base en perfil estructural para dar estabilidad al momento de trabajar la máquina. Sobre este se ubican dos soportes laterales o carcasas, fabricadas en lámina de acero ASTM A36 con calibres desde $\frac{1}{4}$ " hasta $\frac{1}{2}$ " según se requiera. En cada una de estas carcasas se apoyan los rodillos de operación de la máquina. (Ver figura 15)

Figura 15. Cuerpo o estructura de una cilindradora.



4.2 SISTEMA DE REGULACIÓN DEL RODILLO SUPERIOR

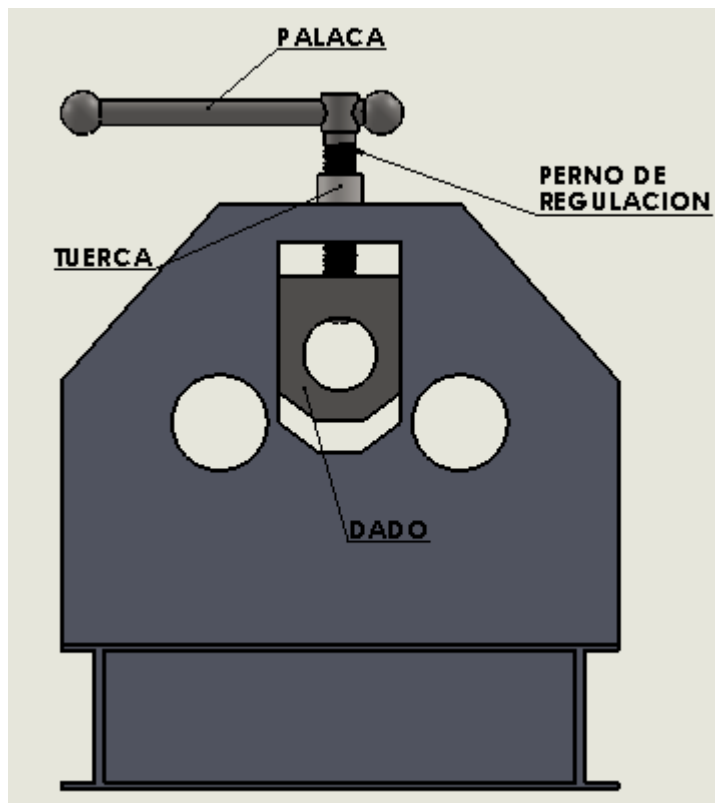
El sistema de regulación (ver figura 16), consta de las siguientes partes:

- ✓ **Perno de regulación:** Tornillo de potencia cuya función es la de convertir el movimiento circular en movimiento lineal de trabajo, ya que al bajar este ejerce presión sobre el rodillo superior y a su vez deforma la lámina a curvar. En el extremo superior se le máquina un agujero, para que en este se incorpore una manija o palanca, con la finalidad de obtener el movimiento de anterior. En el extremo inferior se máquina una garganta, la cual sirve para subir o bajar el dado sobre el cual se apoya el rodillo superior.
- ✓ **Tuerca de regulación:** Tuerca en la cual avanza el tornillo verticalmente y debe permanecer fija en la carcasa con el fin de poder transmitir la fuerza que

requiere el tornillo para bajar o subir el rodillo superior, así como la de deformar la lámina a curvar.

- ✓ **Dados o soportes del rodillo superior:** Estos dados tienen la finalidad de servir de apoyo a los ejes del rodillo superior, además sirve de enlace con el tornillo de regulación. Para enlazar este elemento con el tornillo se usa un pasador, el que a su vez se introduce en la garganta del tornillo antes anotada.
- ✓ **Palanca:** Esta palanca sirve para convertir el movimiento circular generado por un operador, en un movimiento lineal vertical.

Figura 16. Sistema de regulación del rodillo superior.



4.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

La velocidad de rotación de los rodillos se encuentra entre las 8 a 15 rpm (dato más común entre los fabricantes de este tipo de máquinas para rodillo de un

a un piñón ubicado sobre este mismo eje, este transmite dicho movimiento a las ruedas dentadas y estas posteriormente a los rodillos.

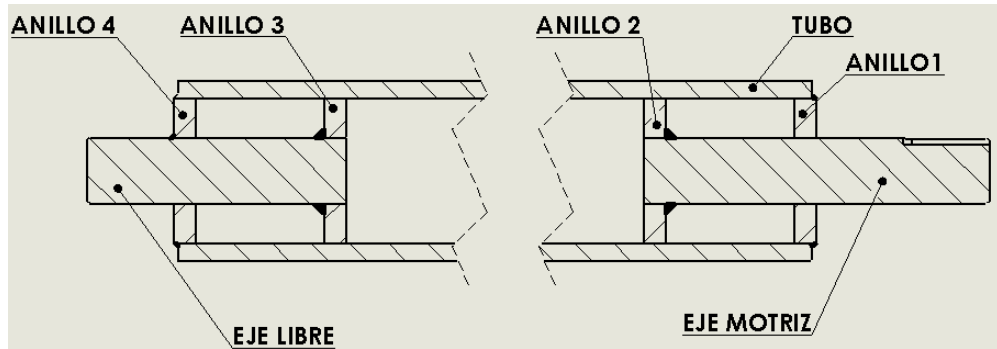
- ✓ **Piñón:** Este piñón por la función que desempeña, como es la de transmitir fuerza y reducir velocidad de giro del motoreductor, es de menor diámetro que las ruedas dentadas, proyectándose para su diseño que el eje del piñón sea el mismo eje de salida del motoreductor.
- ✓ **Ruedas Dentadas:** Las ruedas dentadas son dos, una para cada rodillo inferior, son las encargadas de recibir el movimiento desde el piñón y transmitirlo directamente a los rodillos. De esta manera deben poseer chaveteros de seguridad para trabajar solidariamente con el eje de los rodillos, sus dimensiones serán determinadas en lo que respecta a cálculo, pero su tamaño se puede decir que deberán ser de mayor tamaño que el piñón, pues se debe reducir aún más las revoluciones de salida del motoreductor para lograr las revoluciones deseadas en los rodillos.

4.4 RODILLOS

El sistema de rodillos está formado por tres rodillos, dos inferiores y uno superior (Ver figura 18 y 19). A continuación se describirá cada uno de ellos.

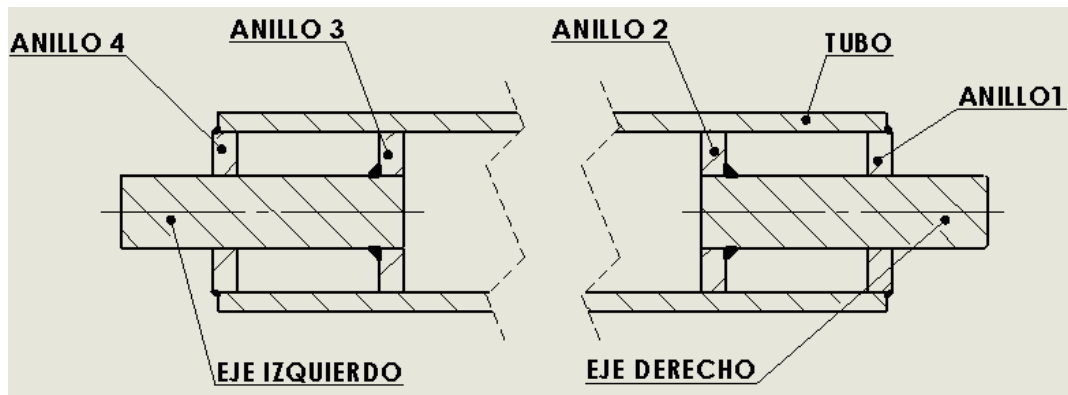
- ✓ **Rodillos Inferiores:** Estos rodillos son idénticos y su construcción se realiza usualmente en tubería de acero al carbón tipo comercial, montados sobre ejes de acero SAE 1045. Son los encargados de recibir el movimiento de las ruedas dentadas y de esta forma permitir el deslizamiento de la lámina a curvar. Estos rodillos deben ser diferentes en sus extremos. En uno de los extremos simplemente será un eje de apoyo, mientras que en el otro sirve para receptor movimiento, es decir debe llevar chaveteros.

Figura 18. Esquema de los rodillos inferiores.



- ✓ **Rodillo Superior:** Este rodillo es construido usualmente del mismo material que los anteriores, pero con la diferencia que en sus dos extremos los ejes son simplemente de apoyo. Este rodillo no transmite movimiento, y su función es la de deformar la lámina, o sea que se lo considerará como un rodillo libre “loco”.

Figura 19. Esquema del cilindro superior - rodillo libre o “loco”.



5. CÁLCULO Y DISEÑO DEL EQUIPO

Plasticidad elemental

En el diseño de ingeniería se basa primordialmente de la construcción de máquinas y estructuras de trabajo con cálculos bajo el rango elástico. Sin embargo, es importante saber cuándo el material está sobrecargado, de modo que este se acierte en la zona de deformación permanente la cual es evocada zona plástica.

5.1 FLEXIÓN PLÁSTICA DE VIGAS

Si pensamos en una viga sometida a flexión pura, en la cual existen fibras sometidas a esfuerzos más allá al límite de fluencia.

Los siguientes supuestos serán realizados:

- Las fibras quedarán en una condición de tensión o compresión simple.
- Cualquier sección transversal de la viga estará plana durante la flexión como en flexión elástica. Esto significa que la distribución de deformación será lineal aún si la distribución de esfuerzos no lo es.

En flexión elástica de una viga, donde la distribución de esfuerzos es lineal sobre la sección transversal, y cuando las fibras extremas alcanzan el esfuerzo de fluencia, el momento flector estará dado por:

$$M_Y = \sigma_Y \frac{I}{y} \quad (4.1)$$

Dónde:

M_Y = Momento Flector.

σ_Y = Esfuerzo a la Fluencia.

I = Momento de inercial del área de la sección transversal.

y = Distancia del eje neutro a la fibra más cercana.

Para calcular el momento de inercia se calcula con esta expresión.

$$I = \frac{b \cdot d^3}{12} \quad (4.2)$$

La distancia del eje neutro a una fibra externa en secciones transversales con centroide en el centro será:

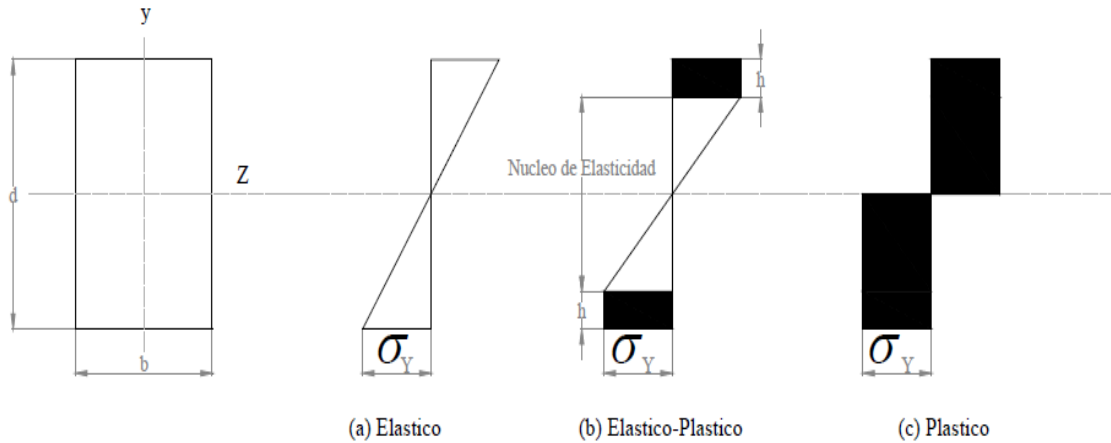
$$y = \frac{d}{2} \quad (4.3)$$

Entonces:

$$M_Y = \sigma_Y \frac{b \cdot d^2}{6} \quad (4.4)$$

La distribución de los esfuerzos correspondientes a esta condición, se muestra en la figura 20. (a), en la cual todas las fibras de la viga están en el estado elástico.

Figura 20. Distribución de Esfuerzos.



Fuente: Héctor, Bustamante Aravena . Disponible

http://cybertesis.ubiobio.cl/tesis/2010/bustamante_h/doc/bustamante_h.pdf

Cuando el momento de flexión se aumenta por encima del valor dado en la ecuación (4.4), algunas de las fibras en la parte superior e inferior de las superficies de la viga comienzan a ceder y el diagrama de tensión adecuado para un material es modificado.

Al aumentar el momento de flexión, la deformación plástica va penetrando hacia el interior de la viga. Este estado se conoce como estado de esfuerzos elástico-plástico.

Cuando el momento flector alcanza su valor máximo, se obtiene un estado plástico mostrado en la figura 19 (c).

El momento flector es igual a:

$$M = \int \sigma y da$$

La componente elástica del momento se obtiene de la ecuación (4.4) en la cual, la profundidad es ahora $(d - 2h)$, luego:

$$M_1 = \sigma_y \cdot \frac{b \cdot (d - 2h)^2}{6}$$

La componente plástica del momento, que se muestra en la figura 19 (c), está dada por:

$$M_2 = \sigma_y \cdot b \cdot h \cdot (d - h)$$

Entonces, el momento total es:

$$M = \sigma_y \cdot b \cdot h \cdot (d - h) + \sigma_y \cdot \frac{b \cdot (d - 2h)^2}{6}$$

$$M = \frac{\sigma_y \cdot b \cdot d^2}{6} \left[1 + 2 \frac{h}{d} \left(1 - \frac{h}{d} \right) \right] \quad (4.5)$$

A una distancia $(1/2 \cdot d - h)$ desde el eje neutro, el esfuerzo en las fibras alcanza el valor de σ_y ; entonces, si R es el radio de curvatura, se tiene:

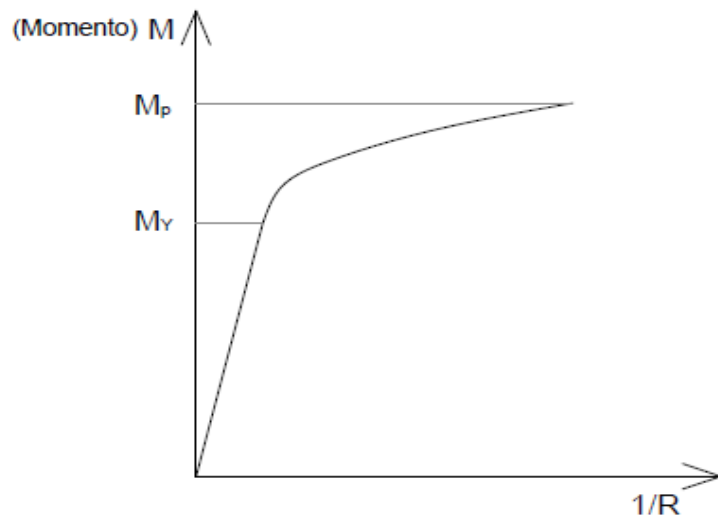
$$\sigma_y = \frac{E \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot d - h \right)}{R}$$

O,

$$\frac{1}{R} = \frac{\sigma_y}{E \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot d - h \right)} \quad (4.6)$$

Los valores de M y $1/R$ calculado a partir de ecuaciones (4.5) y (4.6) son mostradas en la gráfica de la figura 21.

Figura 20. Gráfica del momento plástico y momento flector.



Fuente: Héctor, Bustamante Aravena . Disponible http://cybertesis.ubiobio.cl/tesis/2010/bustamante_h/doc/bustamante_h.pdf

La relación entre M y $1/R$ es lineal hasta el valor de $M = M_y$. Más allá de este punto, la relación no es lineal y la pendiente disminuye con el aumento de la profundidad h del estado plástico. Cuando h es igual a $\frac{d}{2}$, la distribución de esfuerzos es mostrada en la figura 19 (c) y el mayor valor del momento flector puede ser calculado.

Para una situación de un momento totalmente plástico M_p para $h = \frac{d}{2}$, la expresión obtenida es la siguiente:

$$M_p = \frac{3}{2} \sigma_y \cdot \frac{b \cdot d^2}{6} = \sigma_y \cdot \frac{b \cdot d^2}{4} \quad (4.7)$$

$$M_p = \frac{3}{2} \cdot M_y \quad (4.8)$$

5.2 PARÁMETROS DE LA LÁMINA A CILINDRAR

- Para los requerimientos de la máquina se tiene que:
- Las medidas máximas de la lámina a cilindrar son:

$$b = 2000 \text{ mm} \quad t = \frac{1}{4} \text{ in}$$

Donde b es el largo útil máximo y t es el espesor máximo de la lámina a cilindrar.

- El material de la lámina es acero A36 con módulo de elasticidad de acero al carbono de:

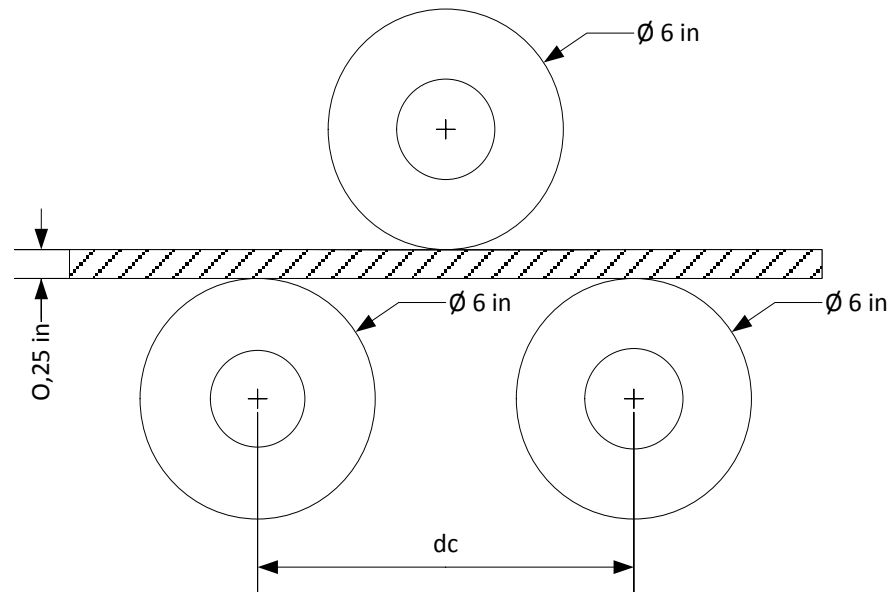
$$S_y A36 = 250 \text{ MPa}$$

- Para las características o requerimientos de la máquina y con base en datos de fabricantes con experiencia en este tipo de equipos (Anexo A) se establece la dimensión de los rodillos así:

$$D_s = 152,4 \text{ mm} \quad \text{y} \quad D_i = 152,4 \text{ mm}$$

Donde D_s y D_i es el diámetro exterior del rodillo superior e inferiores respectivamente

Figura 21. Diagrama de lámina y rodillos.



5.3 CÁLCULOS PARA DETERMINAR LA CARGA INICIAL

- Calculamos el esfuerzo de fluencia:

$$\sigma_{f_1} = \frac{S_y A36}{f_s} = 250 \text{ MPa} \quad (4.9)$$

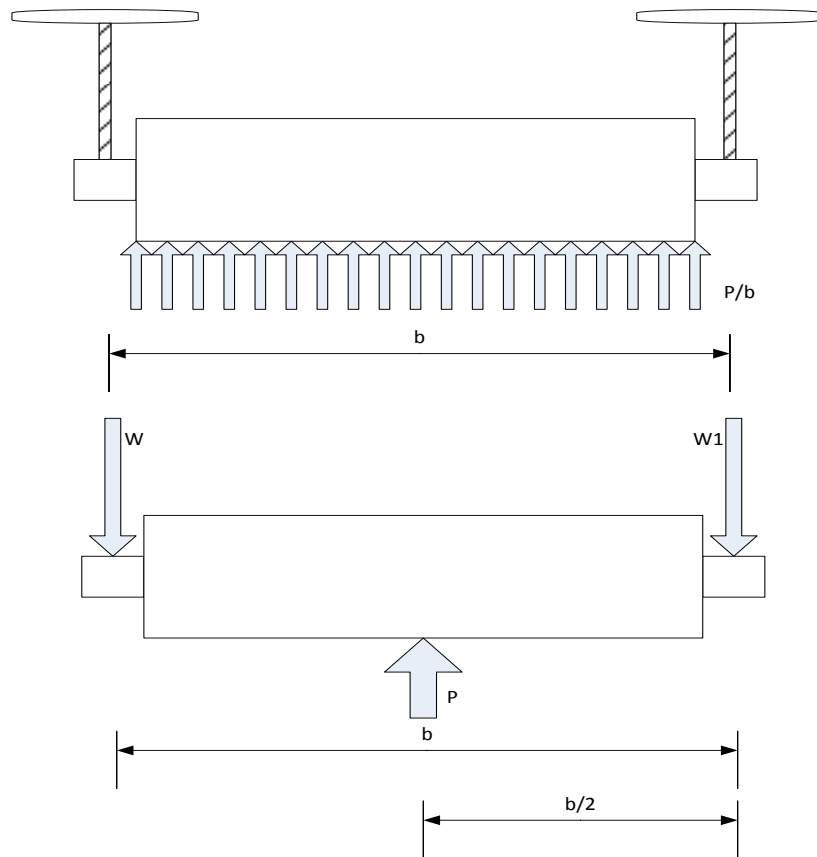
- Con el esfuerzo anterior podemos obtener la carga necesaria para deformar la lámina de acero:

$$P = \sigma_{f_1} * \frac{b * t^2}{2 * d_c} = 17640 \text{ N} = 1,983 \text{ tonf} \quad (4.10)$$

5.4 CALCULO DEL ESPESOR DEL CILINDRO CRÍTICO O SUPERIOR

- Analizamos la estática del rodillo superior:

Figura 23. Diagrama de cuerpo libre cilindro superior.



Resolviendo la estática:

$$\sum F_y = 0$$

$$P = w + w_1$$

$$w_1 = w$$

$$w = 8820 \text{ N} = 900 \text{ Kgf}$$

$$\sum M_A = 0$$

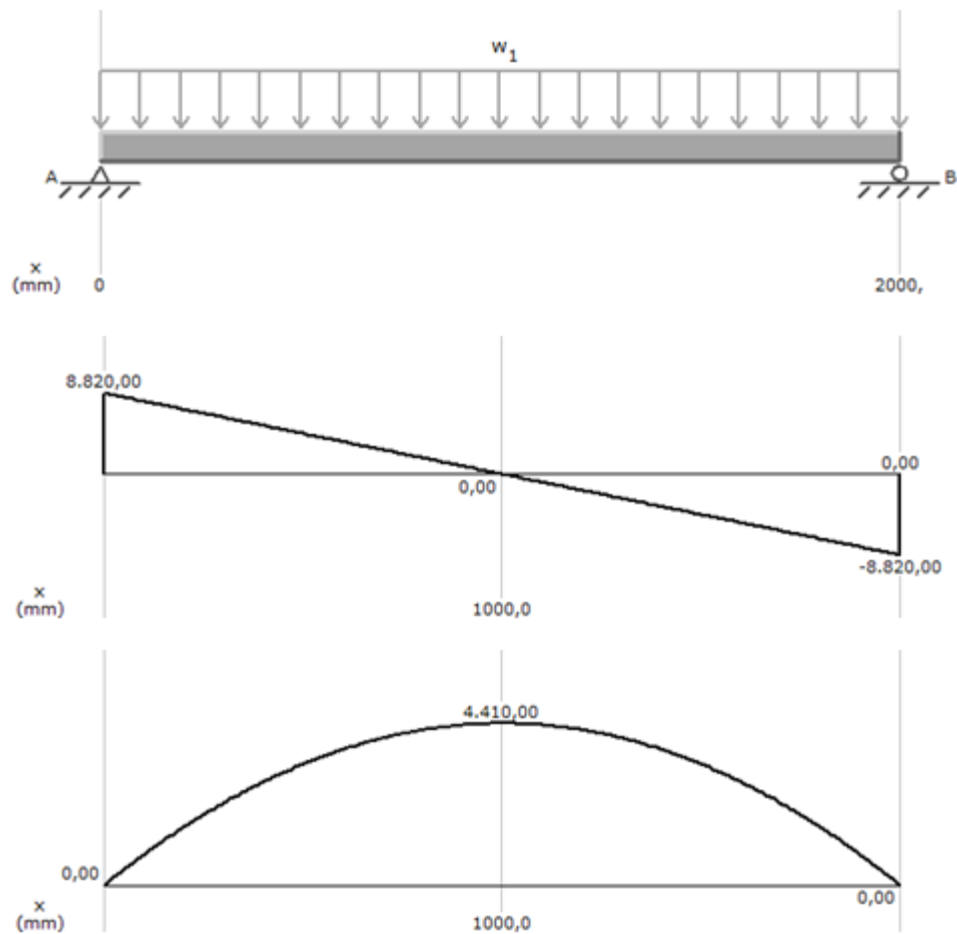
$$P * \frac{b}{2} = w_1 * b$$

$$w_1 = \frac{P}{2}$$

$$w_1 = 8820 \text{ N} = 900 \text{ Kgf}$$

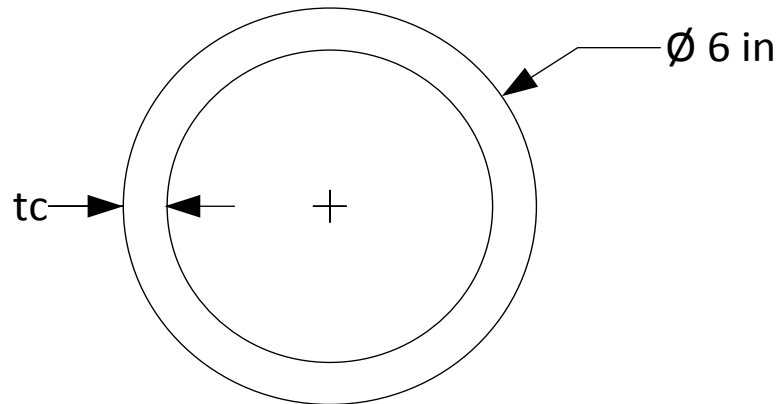
- Analizamos la resistencia del rodillo superior:

Figura 22. Diagrama de Cortantes y Momentos cilindro superior.



El material del tubo de los cilindros es acero ASTM A53 grado A que presenta un límite elástico de $S_y A53A = 207 MPa$ y posee un diámetro externo de 6 in por su facilidad para ser encontrado en la industria de Bucaramanga.

Figura 23. Sección transversal de cilindro superior.



Utilizando un factor de seguridad de cinco ($f_{s_s} = 5$) calculamos el esfuerzo de fluencia:

$$\sigma_{f_2} = \frac{S_y A53A}{f_{s_1}} = 41,4 \text{ GPa} \quad (4.11)$$

Con el esfuerzo anterior y el momento máximo en el cilindro superior, $M_c = 4410 \text{ Nm}$

Despejando de la ecuación:

$$\sigma_{f_2} = \frac{M_c}{S_c} \quad (4.12) \quad \longrightarrow \quad S_c = \frac{M_c}{\sigma_{f_2}} = 106,522 \text{ cm}^3 \quad (4.13)$$

Despejamos el radio interior del cilindro (R_s) del S para cilindros:

$$R_s = \sqrt[4]{\left[\left(\frac{D_s}{2} \right)^4 - \frac{\left(\frac{D_s}{2} \right) * S_c * 4}{\pi} \right]} = 71,025 \text{ mm} \quad (4.14)$$

En este momento podemos calcular el espesor del cilindro:

$$t_c = \left[\left(\frac{D_s}{2} \right) - R_s \right] = 5,175 \text{ mm} \quad (4.15)$$

Estandarizando del catálogo de la steckerl (Anexo B hierros y aceros el espesor del cilindro queda de:

$$t_c = 7,11 \text{ mm}$$

Verificando la deflexión del tubo para para este montaje la fórmula es:

$$y_{max} = \frac{Pl^3}{48EI} \quad (4.16)$$

Dónde:

y_{max} = Deflexión máxima.

P = Carga en el centro de la viga.

I = Momento de inercial del área de la sección transversal.

E = Módulo de elasticidad.

$$y_{max} = 1.59E^{-4} \text{ mm}$$

La deflexión es despreciable para el proceso de cilindrado no interfiriendo en el proceso.

En resumen el tubo para el cilindro queda de la siguiente manera; tubo en acero ASTM A53 grado A, de 6 in de Diámetro y espesor 7,11 mm.

5.5 CALCULO DEL TORNILLO DE REGULACIÓN

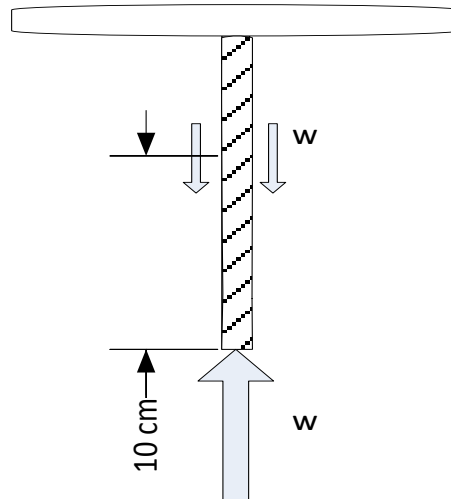
Para esta aplicación donde la carga es elevada se recomienda que el tornillo sea rosca cuadrada, además se requiere que sea autobloqueante con el fin que el

rodillo se mantenga en una posición determinada para efectuar la curvatura de la lámina una vez este posicionado en el punto deseado.

Por ser un material comercial en la fabricación de este tipo de tornillos es escoge el Acero AISI C1045 (Anexo C) con limite elástico de fluencia S_y 1045 = 72 *ksi*, esfuerzo máximo de fluencia S_u 1045 = 96 *ksi* y módulo de elasticidad $E_1 = 29000$ *ksi*

- **Cálculos para el tornillo como columna:**

Figura 24. Diagrama de cuerpo libre; tornillo de regulación.



Debido a que son dos los tornillos que soportan el rodillo superior, cada uno de los tornillos está sometido a una carga $w = \frac{P}{2} = 8819$ *N*, este tiene una longitud crítica entre sus puntos de apoyo $L_c = 10$ *cm* y tomando un factor de seguridad $N_s = 4$ Obtenemos el diámetro de raíz tentativo del tornillo de potencia " d_r "

$$d_r t = \sqrt[4]{\frac{64 * N_s * w * L_c^2}{1.56 * \pi^3 * E_1}} = 0,874 \text{ in} \quad (4.17)$$

Usando rosca cuadrada obtenemos del Anexo D

Teniendo el d_{rt} asumimos un diámetro de raíz mayor $d_r = 1 \text{ in}$

Obtenemos el diámetro exterior $d_o = 1,25 \text{ in}$

Finalmente miramos el número de hilos por pulgada $\# \text{ hilos} = 4$

Chequeamos datos para el auto bloqueo con un número de entradas $n = 1$

Determinamos el diámetro medio $d_m = \frac{(d_o + d_r)}{2} = 1,125 \text{ in}$

Calculamos la altura de la rosca $h = \frac{(d_o - d_r)}{2} = 0,125 \text{ in}$

Obtenemos el paso de la rosca $P_s = \left(\frac{16}{7}\right) * h = 0,286 \text{ in}$

Finalmente miramos la relación $\tan \beta = \frac{(n * P_s)}{\pi * d_m} = 0,323$

En condiciones de auto bloqueó se debe cumplir que

$$\tan \beta < \frac{f_s}{\cos \theta} \quad (4.18)$$

Dónde:

El coeficiente de fricción para el caso de acero sobre acero seco es: $f_s = 0.6$ (ver Anexo D)

El ángulo del filete $\theta = 0^\circ$

Confirmamos $\left(\frac{f_s}{\cos \theta}\right) = 0.6 > 0.323$ entonces se cumple el auto bloqueó

Verificación de la resistencia del tornillo por fatiga.

Para verificar la resistencia del tornillo por fatiga se utiliza la teoría de Misses – Soderberg.

Calculamos el esfuerzo medio σ_m

$$\text{Diámetro equivalente } d_{eq} = \frac{(d_r + d_m)}{2} = 1,063 \text{ in} \quad (4.19)$$

$$\text{Área equivalente } A_{eq} = \frac{(\pi * d_{eq}^2)}{4} = 0.8811 \text{ in}^2 \quad (4.20)$$

$$\sigma_m = \frac{w}{A_{eq}} = 15,418 \text{ MPa} \quad (4.21)$$

Calculamos esfuerzo cortante medio (δ_m) y axial (δ_a) con un ángulo de filete φ y ángulo que forma la fuerza normal a la superficie φ_n iguales a cero ($\varphi = \varphi_n = 0$) para la rosca cuadrada.

Encontramos el torque de subida T_s y de bajada T_b

$$T_s = \left[\frac{d_m * w}{2} \right] * \frac{(f_s + (\cos \varphi * \tan \beta))}{[\cos \varphi_n - (f_s * \tan \beta)]} = 1559 \text{ lbf} * \text{in} \quad (4.22)$$

$$T_b = \left[\frac{d_m * w}{2} \right] * \frac{(f_s - (\cos \varphi * \tan \beta))}{[\cos \varphi_n - (f_s * \tan \beta)]} = 610,823 \text{ lbf} * \text{in} \quad (4.23)$$

Calculamos el torque medio (T_m) y axial (T_a)

$$T_m = \frac{(T_s - T_b)}{2} = 474,075 \text{ lbf} * \text{in} \quad (4.24)$$

$$T_a = \frac{(T_s + T_b)}{2} = 1085 \text{ lbf} * \text{in} \quad (4.25)$$

Encontramos los esfuerzos cortantes

$$\delta_m = \frac{(16 * T_m)}{\pi * d_r^3} = 16,647 \text{ MPa} \quad (4.26)$$

$$\delta_a = \frac{(16 * T_a)}{\pi * d_r^3} = 38,096 \text{ MPa} \quad (4.27)$$

Calculo de la resistencia del material para diseño de corte

$$\frac{1}{N_f} = \left[\left[\left[\left(\frac{\sigma_m}{S_{y,1045}} \right) + \left(\frac{K_f * \sigma_a}{S_{y,1045}} \right) \right]^2 + 3 * \left[\left(\frac{\delta_m}{S_{y,1045}} \right) + \left(\frac{K_{fs}}{S_{y,1045}} \right) + \left(\frac{K_{fs} * \delta_a}{S_{ns}} \right) \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right] \quad (4.28)$$

Seleccionamos los factores de carga (C_1), tamaño (C_d ; para un $\mu \geq 10$), confiabilidad (C_c ; para una confiabilidad del 95%), mecanizado (C_m), efectos misceláneos (C_{mc}) y temperatura (C_t)

$$\begin{aligned} C_1 &= 1,0 & C_d &= 0,75 \\ C_c &= 0,95 & C_m &= 0,90 \\ C_{mc} &= 1,0 & C_t &= 1,0 \end{aligned}$$

Determinamos los valores de las variables para el cálculo de la resistencia para el corte por fatiga.

$$S_{no} = 0,50 * S_u 1045 = 330,948 \text{ MPa}$$

$$S_{ns} = C_1 * C_d * C_c * C_m * C_{mc} * C_t * S_{no} = 212,221 \text{ MPa}$$

$$S_n = 0,9 * S_{ns}$$

Comprobamos que el material no falle por cortante cumpliendo con la relación ($N_f > 1,2$)

$$\frac{1}{N_f} = \left[\left[\left[\left(\frac{\sigma_m}{S_{y,1045}} \right) \right]^2 + 3 * \left[\left(\frac{\delta_m}{S_{y,1045}} \right) + \left(\frac{2,4 * \delta_a}{S_{ns}} \right) \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right] = 0,805 \quad (4.29)$$

$$N_f = 1,242$$

Confirmamos $N_f > 1,2$ entonces se cumple que el material del tornillo soporta por cortante.

Tabla 1. Especificaciones del tornillo

DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR
Diámetro exterior (in)	Do	1.25
Diámetro de raíz (in)	Dr	1
limite elástico de fluencia (Ksi)	Sy	72
Esfuerzo máximo de fluencia (Ksi)	Su	96
Condición de Auto bloqueo	SI	
Acero AISI	C1045	

5.6 CÁLCULO DE LA LONGITUD O ALTURA DE LA TUERCA

- Según la presión de contacto:

Tomamos un factor de seguridad $N_s = 4$ y sabiendo que el paso del tornillo $P_s = 0,286in$, la altura de la rosca $P_s = 0,286in$, el diámetro medio $dm = 1,125in$ y el material a utilizar para la tuerca es acero AISI C1045, se tiene que la longitud o altura de la tuerca según la presión de contacto Lt_1 es:

$$Lt_1 = \frac{w * P_s}{\pi * dm * h * Sdt} \quad (4.30)$$

$$Sdt = \frac{Sy_{1045}}{N_s} \quad (4.31)$$

Por lo anterior obtenemos:

$$Lt_1 = 0,7 \text{ in}$$

- Según flexión:

Tenemos que el diámetro de raíz $d_r = 1 \text{ in}$, y el espesor del filete $b = \frac{p}{2} = 0,143in$, se tiene que la longitud o altura de la tuerca según flexión Lt_2 es:

$$Lt_2 = \frac{3*w*h*Ps}{\pi*d_r*b^2*Sdt} \quad (4.32)$$

Resolviendo

$$Lt_2 = 1,83 \text{ in}$$

- **Según Corte:**

La longitud o altura de la tuerca según corte Lt_3 es:

$$Lt_2 = \frac{3*w*Ps}{2\pi*d_r*b*Sds} \quad (4.33)$$

$$Sds = \frac{S_{ys}}{N_s} = \frac{(1/\sqrt{3})*S_{y1045}}{4} \quad (4.34)$$

Resolviendo

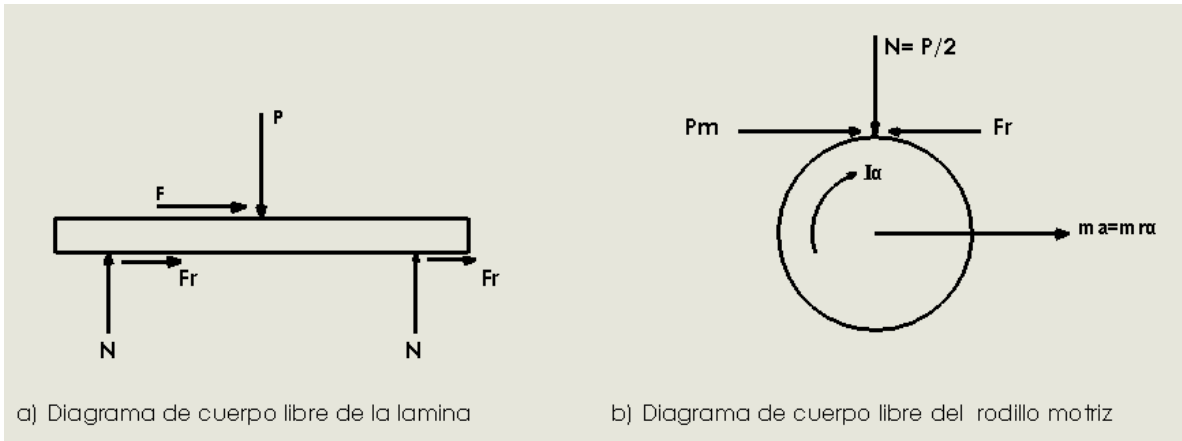
$$Lt_3 = 1,81 \text{ in}$$

Revisando los valores obtenidos de la altura de la tuerca seleccionamos el mayor valor encontrado que para este caso es $Lt_2 = Lt = 1,83 \text{ in} = 46 \text{ mm}$, la cual aproximaremos a 50mm.

5.7 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

El cálculo de la potencia requerida del motor se hace basándonos en el fenómeno de rodadura. Para ello se analizan las cargas que actúan en el sistema, como se puede apreciar en la figura 27.

Figura 25. Diagrama de cuerpo libre de la lámina y los rodillos inferiores.



Realizando la sumatoria de cargas en el rodillo se obtiene:

$$Pm * Rm - Fr * Rin = I * \alpha + m * Rin * \alpha \quad (4.35)$$

$$a = Rin * \alpha \quad (4.36)$$

Entonces:

$$Pm = \frac{I * \alpha + m * Rin * \alpha + Fr * Rin}{Rm} \quad (4.37)$$

Dónde:

Pm = Carga motriz. (kg-f)

I = Momento de inercia del rodillo inferior.

Rin = Radio del rodillo inferior

Rm = Radio de la aplicación de la carga motriz

α = Aceleración angular.

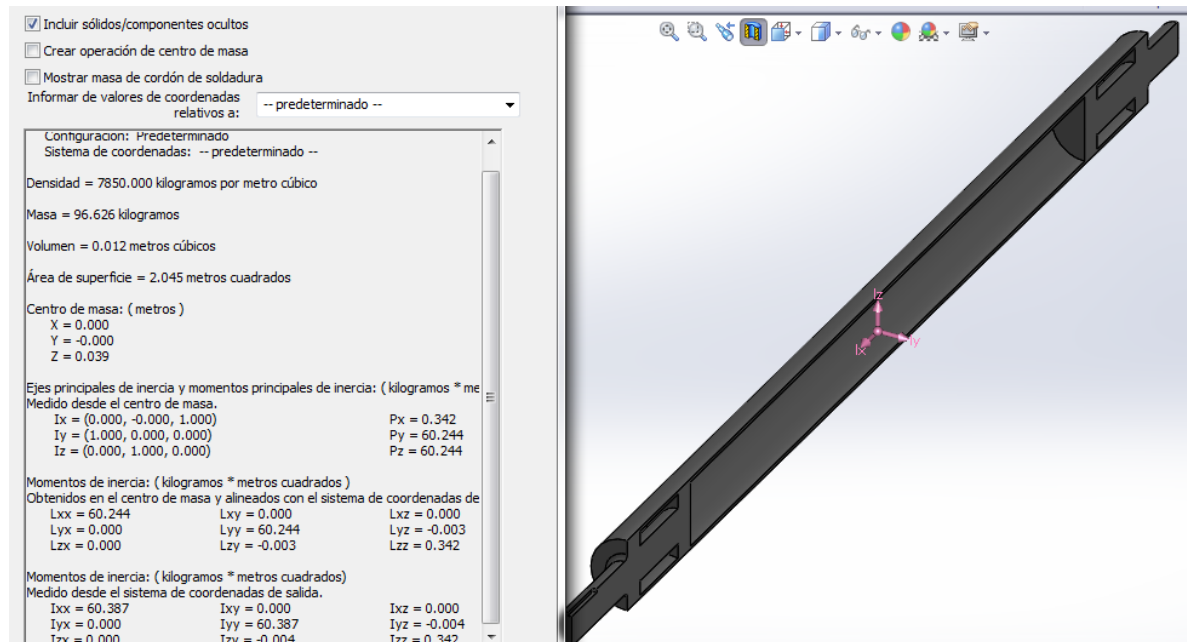
m = Masa del rodillo

Fr = Fuerza de rozamiento.

Por consiguiente calculamos cada uno de los elementos que intervienen.

La masa del rodillo los podemos obtener del dimensionamiento y la caracterización del rodillo en el software Solidworks, en el cual podemos además de dimensionar ajustar las propiedades de los materiales para obtener las propiedades físicas del rodillo como la masa. Ver figura 28.

Figura 26. Propiedades físicas del rodillo inferior



$$m = 96,63 \text{ kg}$$

$$I = 60,39 \text{ kg} * m^2$$

Para obtener la aceleración angular α asumimos un tiempo de arranque t_{ar} de 2 seg. Además la velocidad de giro del cilindro motriz n , asumimos 10 rpm, lo cual está dentro de lo que recomiendan los fabricantes comunes de estas máquinas.

Entonces:

$$\alpha = \frac{2 * \pi * n}{t_{ar}} \quad (4.38)$$

Reemplazando los valores obtenemos:

$$\alpha = 3,29 \text{ rad/seg}^2$$

La fuerza de fricción Fr se obtiene de:

$$Fr = \mu_s * N \quad (4.39)$$

$$N = P/2 \quad (4.40)$$

Donde μ_s es el coeficiente de rozamiento entre superficies en contacto. Para el caso particular donde las superficies en contacto son acero – acero, se puede verificar en el anexo 3 que $\mu_s = 0,4$

Por consiguiente:

$$Fr = 360 \text{ kgf}$$

Si asumimos que la Carga motriz Pm actúa en $Rm = Rin$, resolviendo la ecuación 4.37 se obtiene:

$$Pm = 3175 \text{ kgf}$$

La potencia requerida por el cilindro inferior es:

$$Pot = \frac{Pm * Rm * \eta}{63000} \quad (4.37)$$

$$Pot = 1,51 \text{ hp}$$

Esta potencia requerida es considerando solo el movimiento de un de los rodillos motrices, por lo que la potencia total requerida para el sistema seria:

$$Pot_t = 2 * Pot = 3,02 \text{ hp} \quad (4.40)$$

La eficiencia mecánica n_m de la transición por engranajes rectos, los cuales se escogen por su fácil manufactura en la ciudad, es de un 80%

$$Pot_{tr} = Pot_t/n_f = 3,775 \text{ hp} \quad (4.41)$$

Ya con la potencia estimada se podría pensar en un motor de 4 caballos para la cilindadora pero hay que estimar la reducción de velocidad, tema abordado en el capítulo 4.9.2.

5.8 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LOS EJES DE LOS RODILLOS

Para el proceso de cálculo de eje nos basamos en el proceso descrito en el capítulo 12 del libro “Diseño de elementos de máquinas de Mott” cuarta edición.

1. Se debe determinar la velocidad de giro del eje, que para nuestro caso es la velocidad de giro del rodillo motriz, para el cual se ha estimado una velocidad de 10 RPM.
2. Se determina el torque que debe transmitir el eje. Sabiendo que cada uno de los rodillos debe transmitir una potencia de $1,51 \text{ HP}$ y que la velocidad de estos será de 10 rpm, se puede obtener el torque de salida T_s que requiere el sistema.

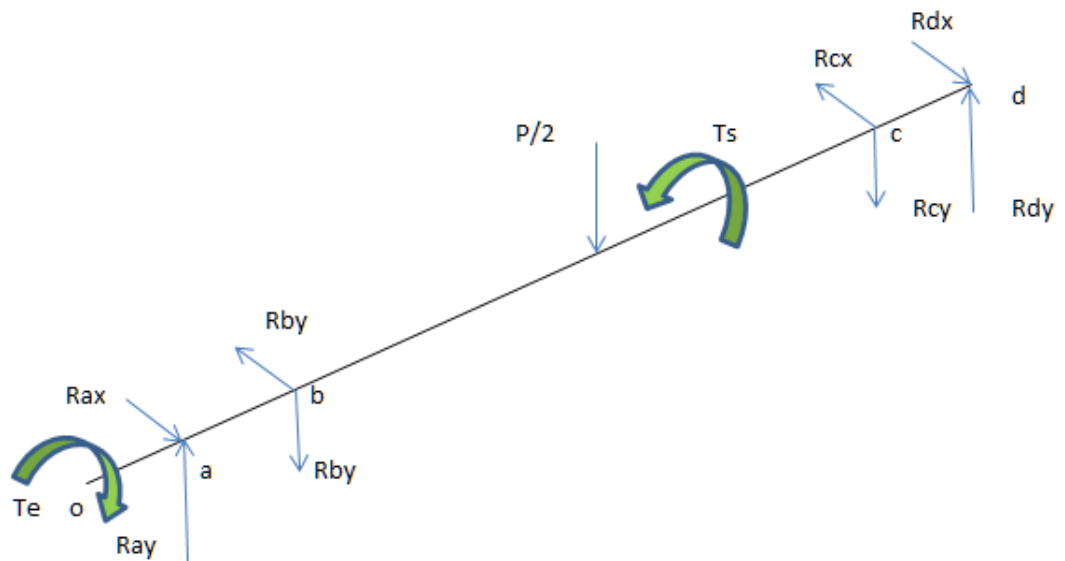
$$T_s = \frac{63000 * Pot}{n} \quad (4.42)$$

Entonces:

$$T_s = 9513 \text{ lb} * \text{in} = 109,646 \text{ kgf} * \text{m}$$

El torque de salida es el mismo torque de entrada en la punta o eje que transmite el movimiento, como se puede apreciar en la figura 29.

Figura 27. Diagrama de cuerpo libre del rodillo inferior o motriz.



Fuente: Autores

Entonces:

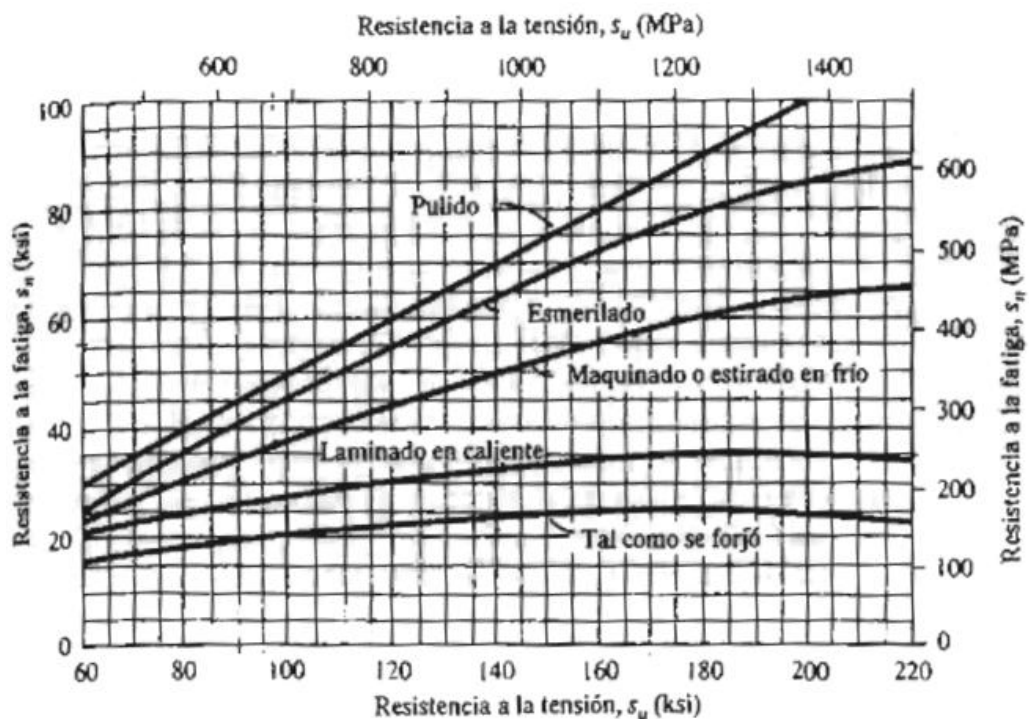
$$T_e = T_s = 9513 \text{ lb} * \text{in} = 109,646 \text{ kgf} * \text{m}$$

3. Se selecciona el material para la fabricación del eje. Para nuestro caso se usa el acero SAE 1045 laminado en caliente, el cual refiriéndonos al Anexo C tiene una resistencia máxima es $S_u = 96 \text{ ksi}$ y una resistencia de fluencia $S_y = 72 \text{ ksi}$

- Se determina el esfuerzo de diseño adecuado, contemplando la forma de aplicar la carga (uniforme, choque, repetida e invertida u otras más). Para este caso se considera solo cíclica, pues en el punto en consideración A de la figura 28 solo experimenta el torque Te

Ahora debemos determinar la fatiga para una cantidad de ciclos infinita; el valor del esfuerzo se llama límite de fatiga y podemos determinar este valor, nos dirigimos a la figura 30 sabiendo que el acero es SAE 1045 laminado en caliente.

Figura 28. Resistencia a la fatiga S_n , en función de S_u , para acero forjado con varias condiciones de superficie



Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

$$S_n = 27ksi$$

Para determinar la resistencia a la fatiga real debemos determinar los factores inherentes a las condiciones de operación y a las características del material.

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_r * C_s \quad (4.43)$$

Dónde:

S_n' = Resistencia a la fatiga estimada real

C_m = Factor de material

C_{st} = Factor de tipo de esfuerzo (1 para carga flexionante y 0,8 para carga axial)

C_r = Factor de confiabilidad

C_s = Factor de tamaño

Para determinar el factor de material C_m nos dirigimos a la figura 31, donde seleccionamos $C_m = 1$

Figura 29. Factor de material.

MATERIAL	FACTOR DE MATERIAL C_m
Acero forjado	1,00
acero colado	0,8
Acero pulverizado	0,76
Hierro colado maleable	0,8
Hierro colado gris	0,7
Hierro colado ductil	0,66

Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

Para determinar el factor de confiabilidad C_r nos dirigimos a la figura 32, donde seleccionamos $C_r = 0,81$

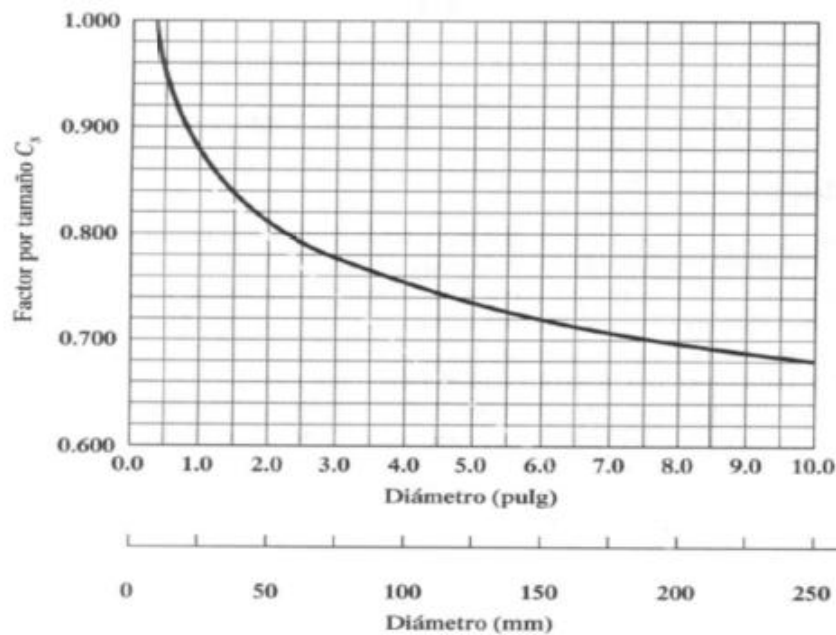
Figura 30. Factor de confiabilidad.

CONFIABILIDAD DESEADA	Cr
50%	1,00
90%	0,9
99%	0,81
99,90%	0,75

Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

Para determinar el factor de tamaño C_s asumimos un diámetro tentativo de 3 pulg. y nos dirigimos a la figura 33, donde seleccionamos $C_s = 0,78$

Figura 31. Factor de tamaño



Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición.

De esta forma resolviendo la ecuación 4.43 obtenemos que la resistencia a la fatiga estimada real es:

$$S_n' = 1 * 1 * 0,81 * 0,78 = 17,05 \text{ ksi}$$

5. Se determina el diámetro mínimo aceptable del eje en el punto tratado para nuestro caso (Punto A). La rueda dentada de la transmisión por engranajes produce torsión en el eje. El momento flexionante es cero porque es un extremo libre del eje.

$$d = \left[\frac{32 * N_f}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{K_{ts} * T_a}{S_n'} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.44)$$

Dónde:

$d =$ *Diámetro mínimo tentativo del eje*

$N_f =$ *Factor de seguridad. Para el cual asumiremos 2*

$T_m =$ *Torque medio*

$K_{ts} =$ *Factor concentrador de esfuerzos para torsión.*

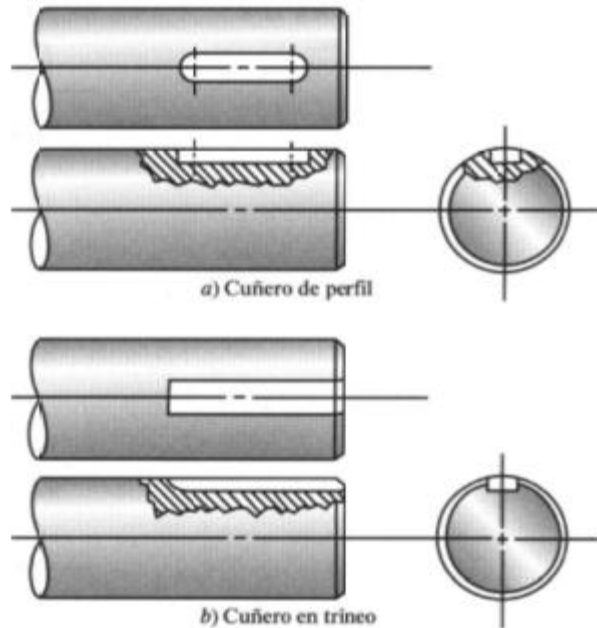
$T_a =$ *Torque alternante*

El torque medio equivale a la media entre el valor máximo y mínimo del torque

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} = \frac{110 + 0}{2} = 55 \text{ kgf} * m \quad (4.45)$$

Para el factor de concentración de esfuerzo para torsión, para un cuñero de perfil se tiene un valor de $K_{ts} = 2$

Figura 32. Cuñeros



Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición

El torque alternante equivale a la amplitud cuando la carga oscila entre el valor máximo y mínimo del torque

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} = \frac{110 - 0}{2} = 55 \text{ kgf} * m \quad (4.46)$$

Resolviendo la ecuación 4. 44 se tiene:

$$d = 2,806 \text{ in}$$

Se debe normalizar el diámetro del eje a una medida comercial, por lo cual se seleccionó.

$$d = 3 \text{ in}$$

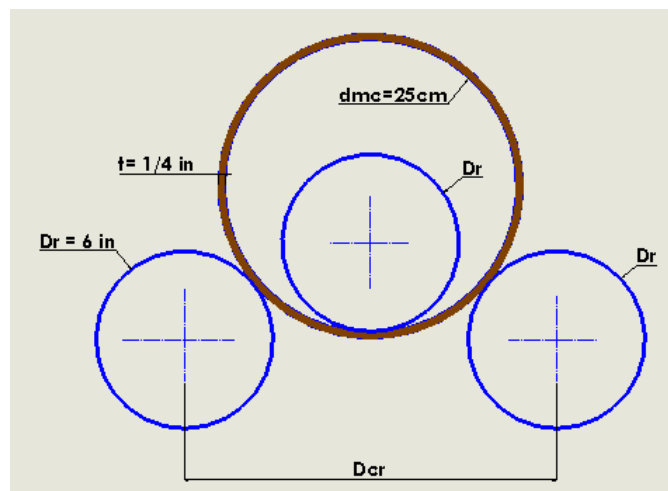
5.9 DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA DEL SISTEMA

Debido a que se tiene una velocidad baja en los rodillos (10rpm), se recomienda realizar dos etapas de reducción, la primera utilizando la transmisión de potencia por engranajes rectos ubicados en una disposición triangular que nos permita realizar una reducción de velocidad considerable generando así poco espacio requerido para dicha transmisión de potencia y la segunda con un motoreductor eléctrico compacto unido directamente al piñón motriz de la primera transmisión. Con este sistema se pretende compactar el espacio requerido para la realización de la transmisión de potencia.

El movimiento de giro de los cilindros inferiores se suministrara a través de un sistema de engranajes.

5.9.1 Diseño de la transmisión por engranajes rectos. Basados en los requerimientos de la máquina de espesor máximo a cilindrar $t = \frac{1}{4} in$, diámetro mínimo del cilindro de lámina a cilindrar $d_{min, c} = 25cm$, diámetro exterior de los rodillos de la máquina Dr se establece una geometría básica para la disposición de la transmisión de potencia como se aprecia en la figura 36.

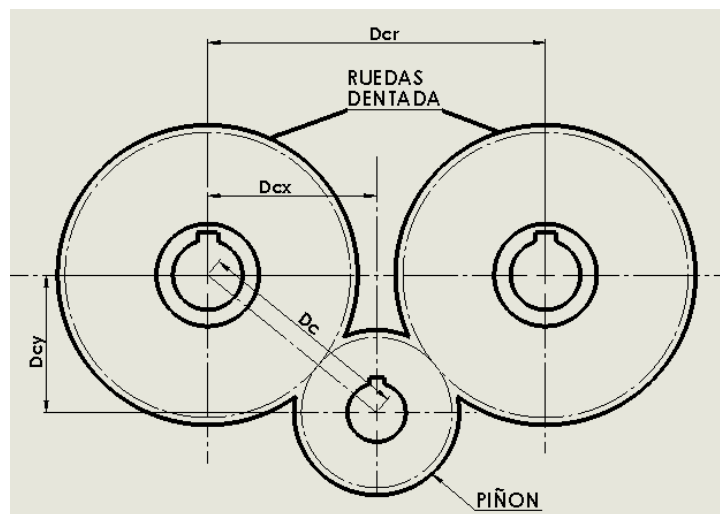
Figura 33. Disposición de rodillos de la máquina



Por la disposición geométrica que requiere la máquina determinamos una distancia entre centros de rodillos $D_{cr} = 32\text{cm}$.

Una vez fijada la distancia entre centros de los rodillos podemos dimensionar los engranajes rectos según la configuración geométrica que se puede observar en la figura 36.

Figura 34. Disposición de la transmisión de engranajes rectos.



Para el diseño de los engranajes se tienen dos opciones, la primera es la fabricación de las piezas, la segunda es la búsqueda en el mercado local piezas de fabricación estándar utilizado en otro tipo de equipos que se encuentran en buen estado y verificar si estos soportan las cargas que requiere la máquina, cuyo costo es varias veces menor al costo de fabricar las piezas.

Para nuestro caso debemos buscar dos ruedas dentadas de igual número de dientes y un tercer engranaje de menor número de dientes que nos garantice una reducción de velocidad lo suficiente para la selección de un motoreductor comercial.

En este caso debemos encontrar un par de ruedas dentadas (engranajes conducidos) que tengan un diámetro exterior menor a $0,8 * D_{cr}$ y un tercer engranaje (piñón conductor) que nos garantice una reducción de velocidad considerable. Cabe aclarar que tanto las ruedas dentadas como el piñón deberán tener el mismo paso para garantizar un correcto engrane y transmisión de potencia al sistema.

Se encuentran en el comercio dos engranajes rectos de acero de 52 dientes y un diámetro exterior de 22cm, un piñón acero de 25 dientes y un diámetro exterior de 11cm, todos con un mismo paso diametral. Todos los engranajes poseen un tratamiento térmico superficial de cementación, según lo especifica el proveedor de estos.

Con estos datos de los engranajes podemos determinar la caracterización de los engranajes así:

- **Ruedas dentadas o engranajes conducidos:**

$D_o = 22 \text{ cm}$, Diámetro exterior del engranaje
 $Z_r = 52$, numero de dientes del engranaje conducido.
 $F = 3 \text{ cm}$, Ancho de la cara del diente del engranaje.
 $L = 6 \text{ cm}$, Ancho del cubo del engranaje.

Determinamos el modulo m del engranaje así:

$$m = \frac{D_o}{(Z_r + 2)} \tag{4.47}$$

Entonces:

$$m = \frac{D_o}{(Z_r + 2)} = \frac{220}{52 + 2} = 4,07 \rightarrow \text{Normalizado} = 4$$

Determinamos el paso diametral Pd

$$Pd = \frac{25,4}{m} = 6,35 \rightarrow > \text{Normalizado} = 6 \quad (4.48)$$

Determinamos el diámetro de paso Dg

$$Dg = Zr * m = 52 * 4 = 208mm \quad (4.49)$$

Determinamos el diámetro de raíz D_R

$$D_R = Dg - 2b \quad , \quad b = 1,25 * m \quad (4.50)$$

$$D_R = 198 \text{ mm}$$

- **Piñón conductor:**

$Do = 110 \text{ cm}$, Diámetro exterior del engranaje

$Zp = 25$, numero de dientes del piñón conductor.

$F = 3 \text{ cm}$, Ancho de la cara del diente del engranaje.

$L = 6 \text{ cm}$, Longitud del cubo del engranaje.

$$m = 4$$

$$Pd = 6$$

Determinamos el diámetro de paso Dp

$$Dp = Zp * m = 25 * 4 = 100mm \quad (4.51)$$

Determinamos el diámetro de raíz D_R

$$D_{Rp} = Dp - 2b \quad , \quad b = 1,25 * m \quad (4.52)$$

$$D_{Rp} = 90 \text{ mm}$$

En la tabla 2 podemos ver la caracterización geométrica de los Engranajes:

Tabla 2. Caracterización de los engranajes

DESCRIPCION	SIMBOLO	PIÑON MOTRIZ	ENGRANAJES CONDUCIDO
Diámetro exterior (cm)	Do	11	22
Diámetro de paso (cm)	D	10	20,8
Numero de dientes	Z	25	52
Ancho de la cara del diente (cm)	F	3	3
Longitud del cubo del diente (cm)	L	6	6
Modulo	m	4	4
Paso diametral	Pd	6	6

Debemos determinar si los engranajes soportan las cargas que requiere la transmisión de potencia, para ello analizamos el piñón, el cual recibe el torque máximo para la transmisión de potencia del sistema.

Basándonos en el procedimiento que sigue el libro de Diseño de Maquinas II, modulo 4 de Hernán Rojas; para que un engranaje trabaje satisfactoriamente se debe cumplir:

$$F_s \geq F_d \text{ y } F_w \geq F_d$$

Dónde:

F_s = Resistencia del diente a la rotura

F_d = Capacidad de carga dinámica del diente.

F_w = Resistencia del diente al desgaste.

- **Resistencia del diente a la rotura (F_s)**

$$F_s = \frac{S*Y*F}{Pd*K_f} \quad (4.53)$$

Dónde:

S = Límite de endurencia

Y = Factor de Lewis (del piñon para nuestro caso)

F = Ancho de la cara del diente.

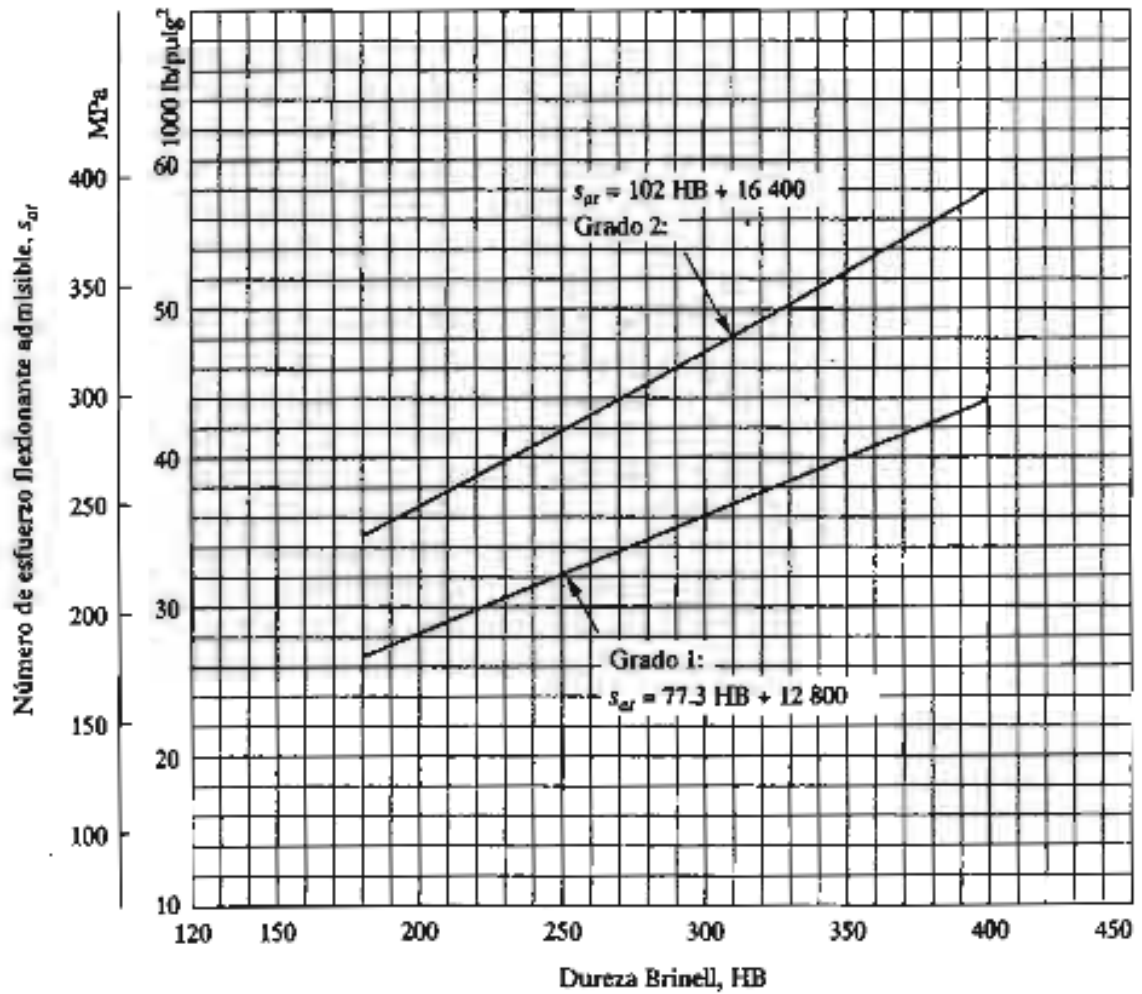
Pd = Paso diametral.

K_f = Factor de concentración de esfuerzo.

Para determinar el límite de endurecimiento se sabe que se tienen engranajes con tratamiento superficial de cementación, lo cual nos garantiza una dureza entre 58 y 64 HRC. Asumiendo que los engranajes tengan la menor dureza de **58 HRC**, la cual es equivalente a **627 Brinell** según la tabla A19 del libro de Diseño Elementos de Maquinas de Robert L. Mott, cuarta edición.

Nos basamos en la figura 37 para ubicar el límite de endurecimiento. Como la dureza superficial es de 627 Brinell y la curva solo llega hasta 400 Brinell, tomamos el valor correspondiente a los 400 Brinell, lo que nos da un límite de endurecimiento $S = 58.000 \text{ psi}$

Figura 35. Límite de endurecía para los engranajes de acero templado



Fuente: Mott, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. Cuarta edición

El factor de Lewis se determina con la ayuda de la tabla 3, donde sabemos que el número de dientes del piñón es $Z_p = 25$, con la cual $Y = 0,58$.

Tabla 3. Valores del factor de forma Y en la Ecuación de Lewis

$FD =$ altura completa (full depth)

NÚM. DE DIENTES	CARGA EN LA PUNTA			CARGA CERCA DEL CENTRO		NÚM. DE DIENTES	CARGA EN LA PUNTA			CARGA CERCA DEL CENTRO	
	$14\frac{1}{2}^\circ$ FD	20° FD	20° Corto	$14\frac{1}{2}^\circ$ FD	20° FD		$14\frac{1}{2}^\circ$ FD	20° FD	20° Corto	$14\frac{1}{2}^\circ$ FD	20° FD
10	0,176	0,201	0,261			32	0,322	0,364	0,443	0,547	0,617
11	0,192	0,226	0,289			33	0,324	0,367	0,445	0,550	0,623
12	0,210	0,245	0,311	0,355	0,415	35	0,327	0,373	0,449	0,556	0,633
13	0,223	0,264	0,324	0,377	0,443	37	0,330	0,380	0,454	0,563	0,645
14	0,236	0,276	0,339	0,399	0,468	39	0,335	0,386	0,457	0,568	0,655
15	0,245	0,289	0,349	0,415	0,490	40	0,336	0,389	0,459	0,570	0,659
16	0,255	0,295	0,360	0,430	0,503	45	0,340	0,399	0,468	0,579	0,678
17	0,264	0,302	0,368	0,446	0,512	50	0,346	0,408	0,474	0,588	0,694
18	0,270	0,308	0,377	0,459	0,522	55	0,352	0,415	0,480	0,596	0,704
19	0,277	0,314	0,386	0,471	0,534	60	0,355	0,421	0,484	0,603	0,713
20	0,283	0,320	0,393	0,481	0,544	65	0,358	0,425	0,488	0,607	0,721
21	0,289	0,326	0,399	0,490	0,553	70	0,360	0,429	0,493	0,610	0,728
22	0,292	0,330	0,404	0,496	0,559	75	0,361	0,433	0,496	0,613	0,735
23	0,296	0,333	0,408	0,502	0,565	80	0,363	0,436	0,499	0,615	0,739
24	0,302	0,337	0,411	0,509	0,572	90	0,366	0,442	0,503	0,619	0,747
25	0,305	0,340	0,416	0,515	0,580	100	0,368	0,446	0,506	0,622	0,755
26	0,308	0,344	0,421	0,522	0,588	150	0,375	0,458	0,518	0,635	0,779
27	0,311	0,348	0,426	0,528	0,592	200	0,378	0,463	0,524	0,640	0,787
28	0,314	0,352	0,430	0,534	0,597	300	0,382	0,471	0,534	0,650	0,801
29	0,316	0,355	0,434	0,537	0,602	Crema- llera					
30	0,318	0,358	0,437	0,540	0,606		0,390	0,484	0,550	0,660	0,823

Fuente: Rojas García, Hernan. Diseño de Máquinas II, Modulo 4. Edición UIS 1992

El valor de concentración de esfuerzo para cargas aplicadas a mitad del diente como se asume en nuestro caso es de $K_f = 1,5$.

Reemplazando los valores en la ecuación 4.53 se tiene:

$$F_s = 4414\text{ lbf} = 2002\text{ kgf}$$

- **Capacidad de carga dinámica del diente (F_d)**

$$F_d = \left(\frac{600 + V_m}{600} \right) F_t \quad (4.54)$$

Dónde:

V_m = Velocidad lineal en el diámetro primitivo del diente, en ft/min

F_t = Fuerza tangencial que soporta el diente en libras.

Determinamos la velocidad lineal V_m

$$V_m = \frac{n * D_p * \pi}{12} \quad (4.55)$$

Dónde:

n = RPM del piñón, asumimos (1750rpm del reductor)

D_p = Diámetro primitivo del piñón en pulgadas

Entonces:

$$V_m = 916,3 \text{ fpm}$$

Determinamos la fuerza tangencial que soporta el diente F_t

$$F_t = \frac{63000 * P_{ottr}}{\frac{D_p * n}{2}} = 135,9 \text{ lbf} \quad (4.53)$$

Reemplazamos los valores de F_t y V_m en la ecuación 4.54 obtenemos:

$$F_d = 343,44 \text{ lbf} = 155,7 \text{ kgf}$$

- **Resistencia del diente al desgaste (F_w)**

$$F_w = D_p * F * Q * K_g \quad (4.56)$$

Dónde:

K_g = Coeficiente del límite al desgaste

Determinamos Q

$$Q = \frac{2 * Z_p}{Z_p + Z_p} = 1 \quad (4.57)$$

Para determinar el coeficiente del límite al desgaste K_g nos vamos a la tabla 4, sabiendo que el material del piñón es acero y tiene un tratamiento térmico superficial de cementación, con lo cual obtenemos que $K_g = 1680$

Tabla 4. Valores del coeficiente límite de carga de desgaste Kg

Los números de dureza Brinell especificados (BHN) son mínimos. Los valores son para duración indefinida salvo otra especificación. Son admisibles las interpolaciones por línea recta sobre la suma de los BHN cuando la diferencia entre dichos valores de BHN es menor de 100 puntos.

COMBINACIONES DE MATERIALES (BHN) Y DURACIÓN	PARA ECUACIONES EN UNIDADES MÉTRICAS		PARA ECUACIONES EN UNIDADES INGLÉSAS	
	K_d superior kg/cm ²	K_d 14 $\frac{3}{4}$ " 20"	K_d superior ksi	K_d 14 $\frac{3}{4}$ " 20"
Ambas ruedas dentadas de acero:				
Suma de BHN = 300, 10 ⁶ ciclos		4,43, 6,04		63, 86
Ditto, 10 ⁷ ciclos		2,81, 3,79		40, 54
Ditto, 4 x 10 ⁷ ciclos o más	3 515	2,11, 2,88	50	30, 41
Suma de BHN = 350	4 218	3,02, 4,07	60	43, 58
Suma de BHN = 400, 10 ⁶ ciclos		8,36, 11,38		119, 162
Ditto, 10 ⁷ ciclos		5,27, 7,17		75, 102
Ditto, 4 x 10 ⁷ ciclos o más	4 921	4,07, 5,55	70	58, 79
Suma de BHN = 450	5 624	5,34, 7,24	80	76, 103
Suma de BHN = 500	6 327	6,75, 9,21	90	96, 131
Suma de BHN = 550	7 030	8,36, 11,38	100	119, 162
Suma de BHN = 600, 10 ⁶ ciclos		20,52, 28,12		292, 400
Ditto, 10 ⁷ ciclos		13,00, 17,71		185, 252
Ditto, 4 x 10 ⁷ ciclos o más	7 734	10,12, 13,78	110	144, 196
Suma de BHN = 650	8 437	12,02, 16,38	120	171, 233
Suma de BHN = 700	9 140	13,78, 18,98	130	196, 270
Suma de BHN = 750	9 843	16,38, 22,35	140	233, 318
Suma de BHN = 800	10 546	18,84, 25,73	150	268, 366
Acero (500) y acero (350)	10 194	17,57, 24,04	145	250, 342
Acero (450) y el mismo	11 952	24,18, 33,04	170	344, 470
Acero (500), endurecido por inducción, y el mismo, 10 ⁶ ciclos		61,87, 83,66		880, 1190
Ditto, 10 ⁷ ciclos		47,10, 64,68		670, 920
Ditto, 10 ⁸ ciclos		28,47, 39,01		405, 555
Acero (600), superficie endurecida cementada, y el mismo, 10 ⁶ ciclos		86,48, 118,11		1230, 1680
Ditto, 10 ⁷ ciclos		66,09, 89,99		940, 1280
Ditto, 10 ⁸ ciclos		38,67, 52,73		550, 750
Acero (150) y hierro fundido	3 515	3,09, 4,21	50	44, 60
Acero (250) y hierro fundido al Ni, con tratamiento térmico	6 327	10,54, 14,41	90	150, 205
Acero (630) y bronce fosforoso SAE 65 (67) *		3,72, 5,06		53, 72
Acero (250 y más) y bronce fosforoso endurecido	5 835	9,00, 12,30	83	128, 175
Acero (630) y laminado fenólico *		3,23, 4,50		46, 64
Hierro fundido, clase 20, y el mismo *		5,69, 7,87		81, 112
Hierro fundido y el mismo, 10 ⁶ ciclos		26,43, 36,20		376, 515
Ditto, 10 ⁷ ciclos		14,90, 20,38		212, 290
Ditto, 4 x 10 ⁷ ciclos **		10,54, 14,41		150, 205
Hierro fundido con chatarra de acero y el mismo		11,95, 16,17		170, 230
Hierro fundido, clase 30, bainticamente templado (270) y el mismo *		15,74, 21,51		224, 306
G. M. Meehanite (190) y el mismo *		7,31, 9,98		104, 142
Fundición de hierro nodular 80-60-03 (210) y el mismo *		12,65, 17,43		180, 248
Hierro fundido y bronce fosforoso	5 835	11,95, 16,45	83	170, 234
Hierro fundido, clase 30 (340) y aluminio fundido, SAE, 39 (60) *		1,12, 1,54		16, 22

Fuente: Rojas García, Hernán. Diseño de Máquinas II, Modulo 4. Edición UIS 1992

Reemplazando los valores correspondientes en la ecuación 4.56 obtenemos:

$$F_w = 3968,5lbf = 1800kgf$$

- **Aplicación del criterio de diseño**

Verificamos que se cumpla el criterio de diseño $F_s \geq F_d$

De la ecuación 4.53 se tiene que $F_s = 1800\text{kgf}$ y de la ecuación 4.54 se tiene que $F_d = 155,7\text{kgf}$

Entonces:

$$2002\text{kgf} \geq 155,7\text{kgf}$$

Donde se cumple que $F_s \geq F_d$

Verificamos que se cumpla el criterio de diseño $F_w \geq F_d$

De la ecuación 4.55 se tiene que $F_w = 2002\text{kgf}$ y de la ecuación 4.54 se tiene que $F_d = 155,7\text{kgf}$

Entonces:

$$2002\text{kgf} \geq 155,7\text{kgf}$$

Donde se cumple que $F_w \geq F_d$

Como se cumple el criterio de diseño $F_s \geq F_d$ y que $F_w \geq F_d$, el engranaje soporta las cargas a las que está sometido.

5.9.2 Diseño de la transmisión por engranajes rectos. Selección del Motoreductor.
La velocidad requerida en el eje de salida del motoreductor es:

$$\frac{N_p}{N_r} = \frac{z_r}{z_p} = \frac{52}{25} = 2,08 \rightarrow N_p = 2,08 * N_r \rightarrow N_p = 21 \text{ RPM}$$

Donde N_p = Velocidad de giro del eje de salida en RPM.

Según los cálculos realizados, los requerimientos para la selección del motoreductor se pueden ver en la tabla 5.

Tabla 5. Requerimientos para selección del motoreductor.

DESCRIPCION	SIMBOLO	METRICO	S. INGLES
Potencia requerida	Pott	2,815 kW	3,77 hp
RPM del eje de salida del motoreductor	RMP	21	21
Torque maximo en el eje	Tmax	1075 N*m	9513 lb*in

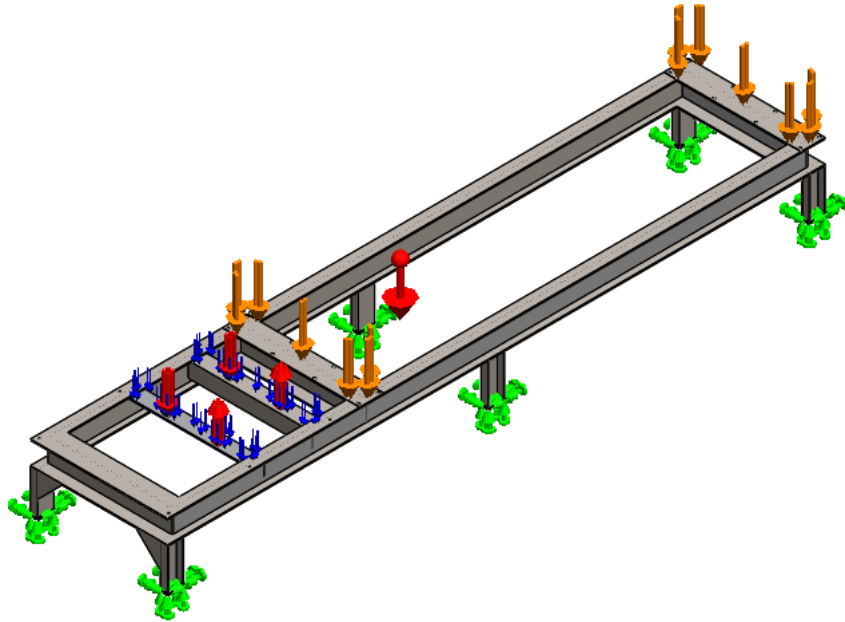
Basados en el Anexo E seleccionamos un motoreductor **R97DV100L4**. Las dimensiones de este motoreductor están indicadas en el mismo anexo.

5.9 NÁLISIS DE CARGA POR ELEMENTOS FINITOS.

Análisis aplicado a la estructura base de la cilindradora, de acuerdo a los planos de fabricación la estructura fue construida con vigas en perfil IPE 120 y columnas en perfil U 80. El tipo de acero usado para este modelo es el ASTM A 36 isotrópico elástico lineal y cuyas propiedades mecánicas están dadas por:

- Límite elástico: 250 N/mm²
- Límite de tracción: 400N/mm²

Figura 36. DCL Estructura soporte o Chasis



Propiedades de la malla:

Número total de nodos	28729
Número total de elementos	14581
Cociente máximo de aspecto	12968
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	7.09
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	35.7
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0

Propiedades físicas:

- Masa:116.694 kg
- Volumen:0.0148655 m³
- Densidad:7850 kg/m³
- Peso:1143.6 N

Figura 37. Enmallado de la estructura soporte

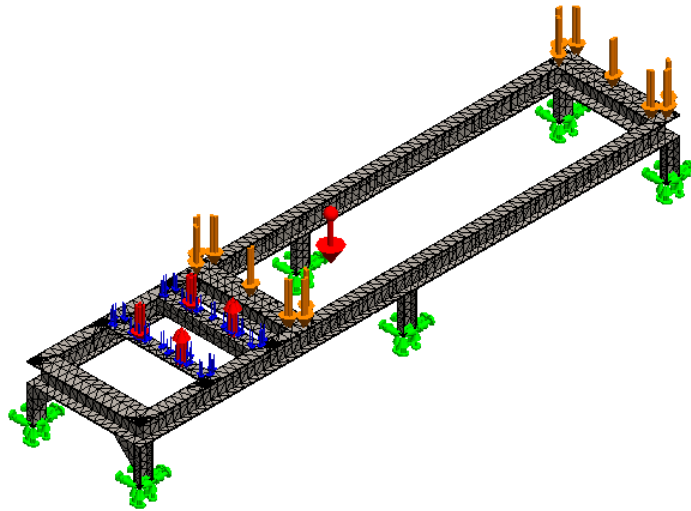
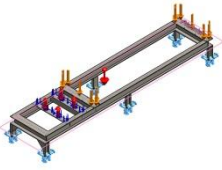
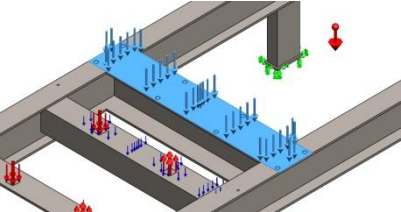
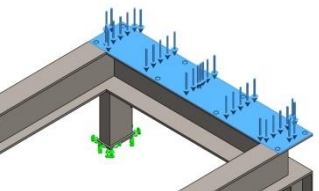
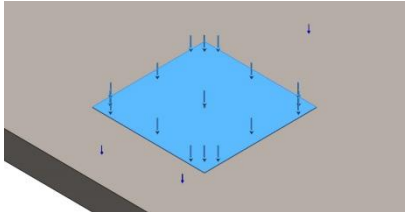
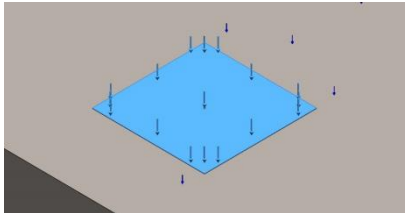
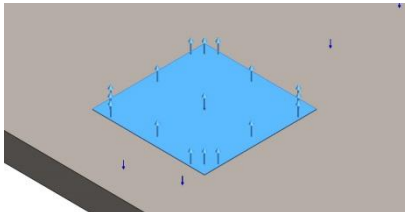
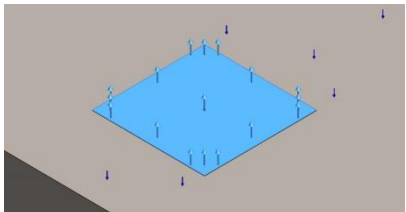
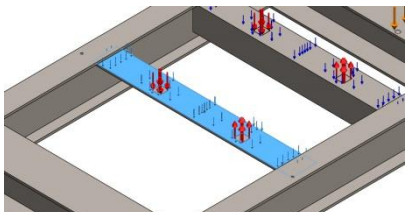
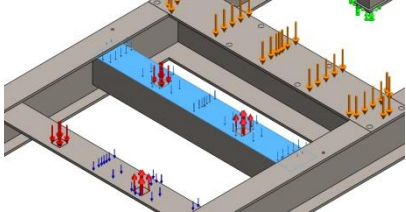


Tabla 6. Detalles de la Carga

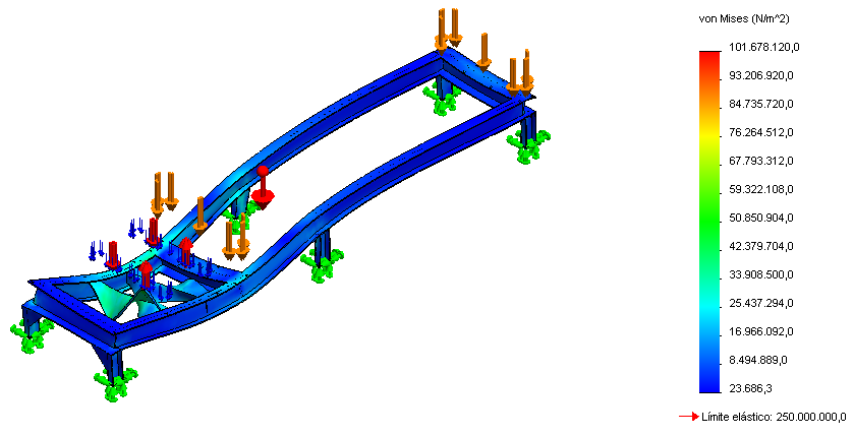
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Gravedad-1		<p>Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades :SI</p>
Fuerza-1		<p>CARGA DEL PROCESO DE CILINDRADO Y PESO CILINDROS Aplicada fuerza normal 1000 kgf</p>
Fuerza-2		<p>CARGA DEL PROCESO DE CILINDRADO Y PESO CILINDROS Aplicada fuerza normal 1000 kgf</p>

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-3		CARGA TRASMITIDA POR TORQUE MOTRIZ Aplicada fuerza normal 230 kgf
Fuerza-4		CARGA TRASMITIDA POR TORQUE MOTRIZ Aplicar fuerza normal 230 kgf
Fuerza-5		CARGA TRASMITIDA POR TORQUE MOTRIZ Aplicar fuerza normal -230 kgf
Fuerza-6		CARGA TRASMITIDA POR TORQUE MOTRIZ Aplicar fuerza normal -230 kgf
Fuerza-7		PESO MOTOR Aplicada fuerza normal 75 kgf
Fuerza-8		PESO MOTOR Aplicada fuerza normal 75 kgf

Esfuerzos

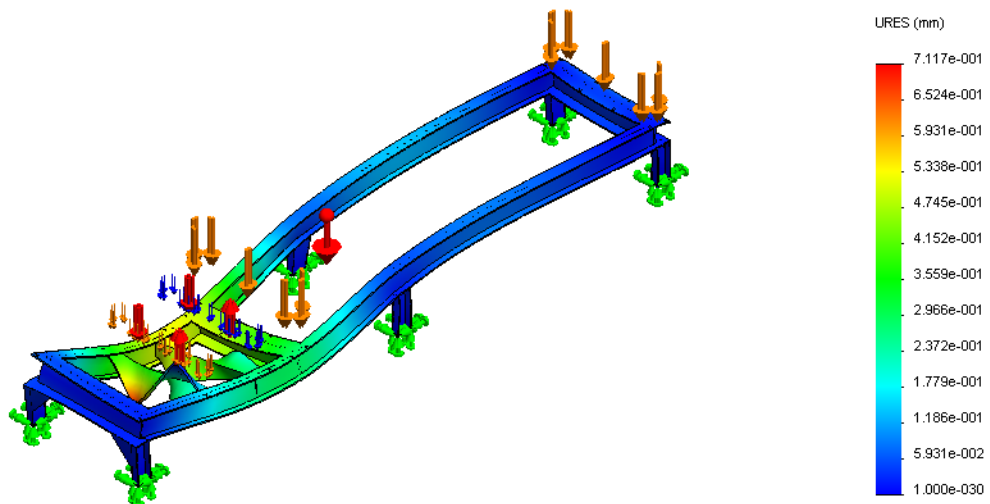
Se empleo el modelo de Von Mises encontrando valores de esfuerzo mínimos de 23.689 N/ m² y máximo de 1,016 e 8 N /m² Obteniendo un factor de seguridad de 2.46

Figura 38. Distribución de esfuerzos.



El desplazamiento máximo encontrado es de 0,7 mm ubicado en la base del motor como ilustra la figura 39.

Figura 39. Diagrama de desplazamiento.



El factor de seguridad más bajo presente en el modelo es de 2,49 para la zona más crítica, encontrado en el área del chasis donde se soporta el motor. Por esta razón se le instala un refuerzo en perfil estructural L de 3 x 3 pulgadas para garantizar la estabilidad de la estructura.

5.10 SISTEMA ELÉCTRICO

En el equipo que diseñamos el único movimiento generado mecánicamente es el de desplazamiento de la lámina, pues el ascenso y descenso del cilindro superior que genera la deformación de la lámina se realiza de forma manual.

El desplazamiento de la lámina se logra mediante el giro de los dos rodillos inferiores. Este movimiento se suministra por un motoreductor, el cual debe contar con un sistema inversor de giro.

El control eléctrico de la máquina está constituido por dos circuitos que accionan el motoreductor, uno en sentido horario y el otro en sentido antihorario. Cabe anotar que tienen cuatro paradas de emergencia ubicadas estratégicamente para prevenir o controlar accidentes e incidentes. El diagrama del sistema eléctrico se puede apreciar en la figura.

Figura 40. Diagrama de potencia del sistema eléctrico.

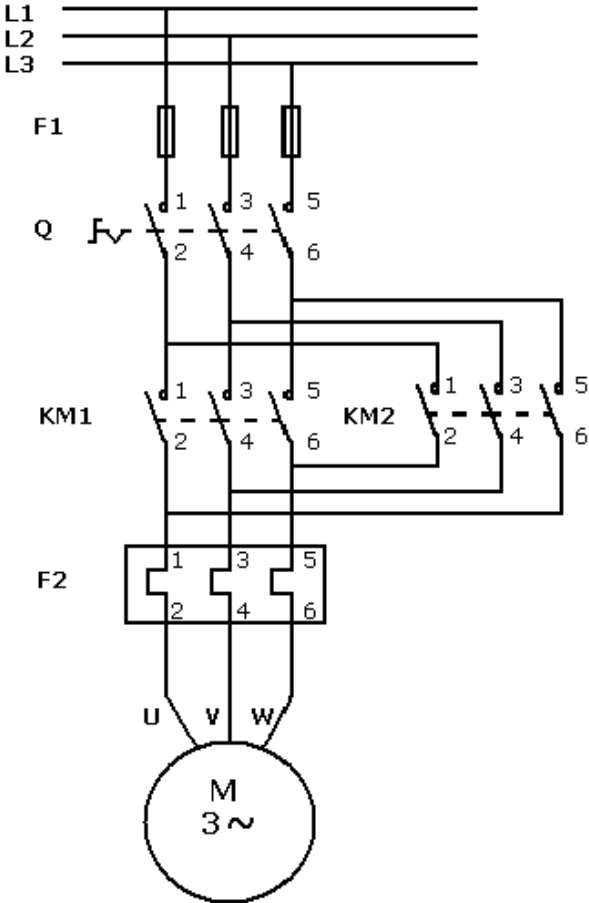
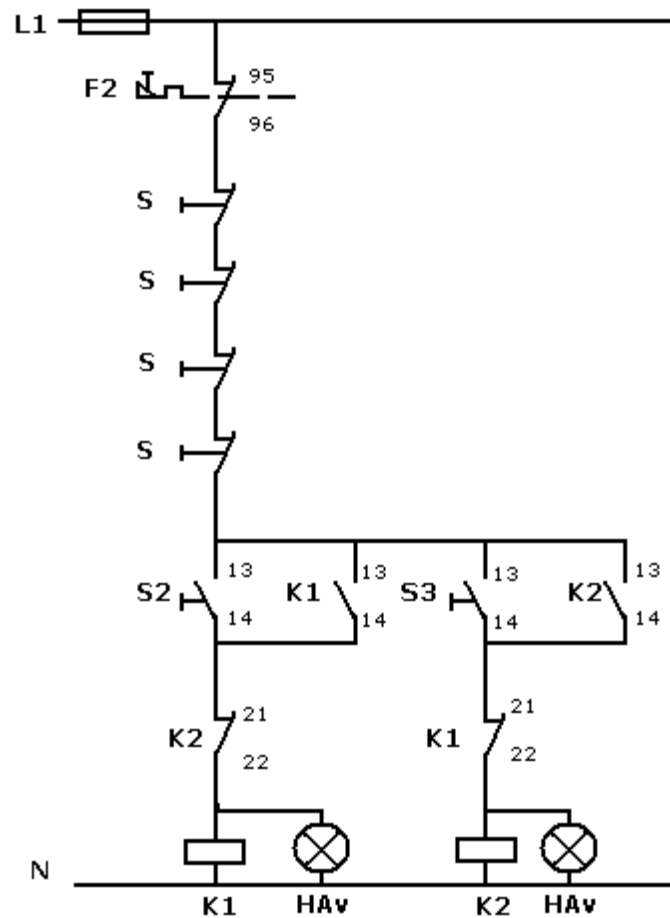


Figura 41. Diagrama de control del sistema eléctrico.



El sistema eléctrico está constituido por:

Q: Totalizador de 50 Amperios

F1: Línea de fusibles 30 Amperios

KM1: Contactor

KM2: Contactor

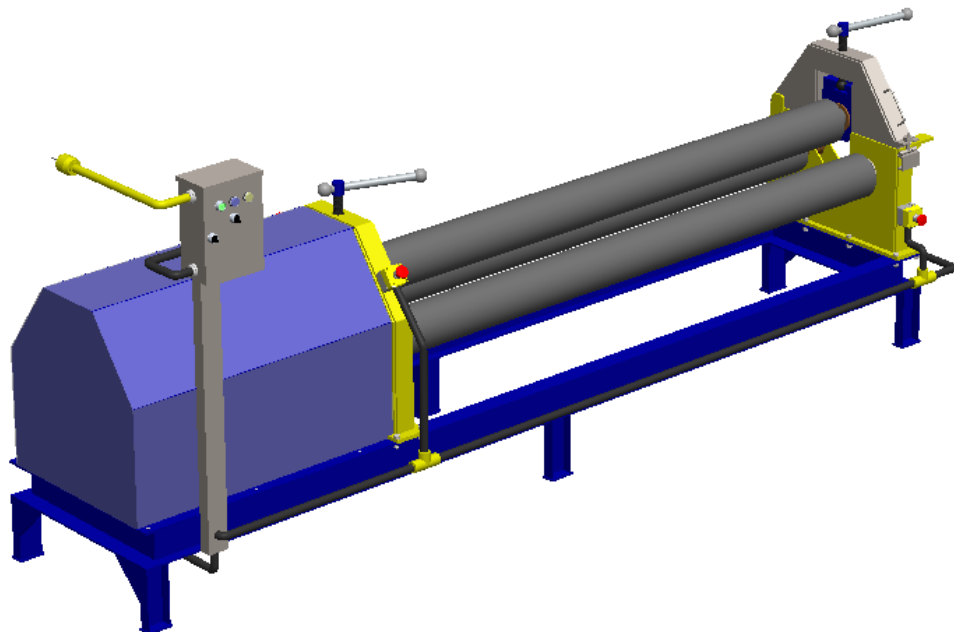
F2: Relé térmico de 36 Amperios ajustado a 22 Amperios

S: Interruptores de parada de emergencia.

6. CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS.

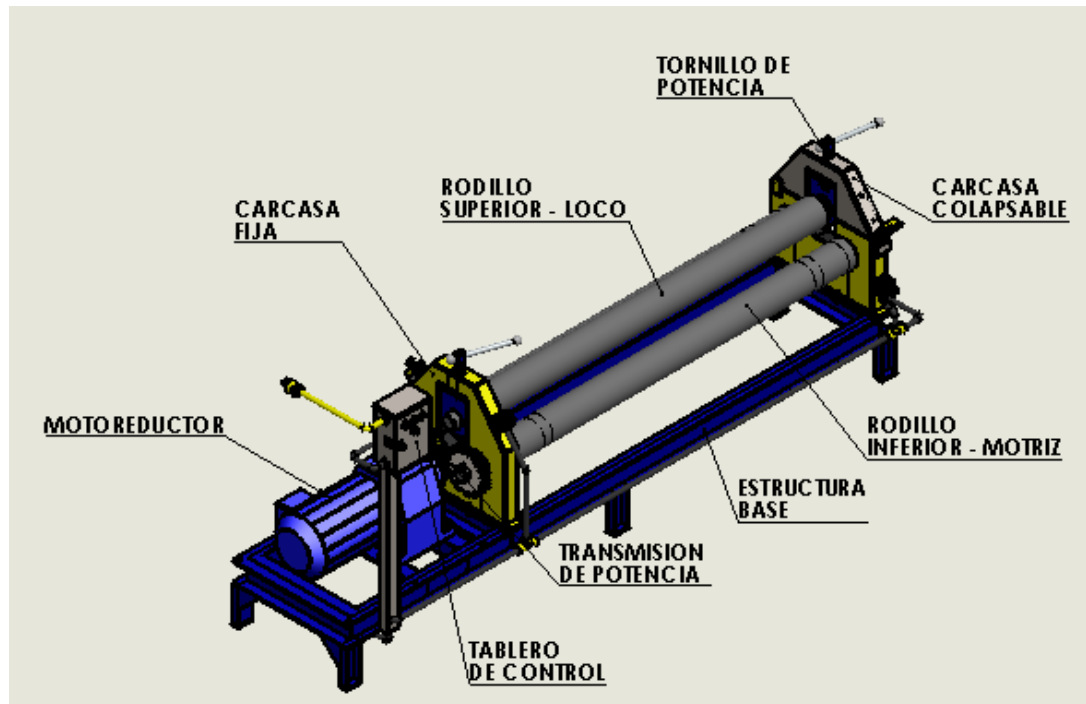
Consolidando la etapa de diseño, se planifica la construcción del equipo usando herramientas CAD para visualizar las dimensiones, corregir todo tipo de interferencias, revisar tolerancias y ajuste, simular los esfuerzos en el entorno CAE de manera que se logre validar los resultados del cálculo teórico e imprimir los planos de fabricación necesarios para el ensamble. Para este propósito se contó con la herramienta Solidworks.

Figura 42. Modelado de la máquina utilizando la herramienta CAD Solidworks.



A continuación se identificarán los diferentes elementos que componen la cilindadora mecánica de lámina (ver figura 43)

Figura 43. Elementos principales de la Cilindradora de lamina.



Luego de conocer el material pertinente para la fabricación de los rodillos, se mecanizaron y construyeron, el cilindro superior y cilindros inferiores los cuales se observan a continuación. ASTM A53 grado A.

Figura 44. Material para la fabricación de los cilindros, Acero ASTM A53 grado A.



Figura 45. Construcción de los cilindros.



Figura 46. Maquinado de las puntas - ejes de los rodillos.

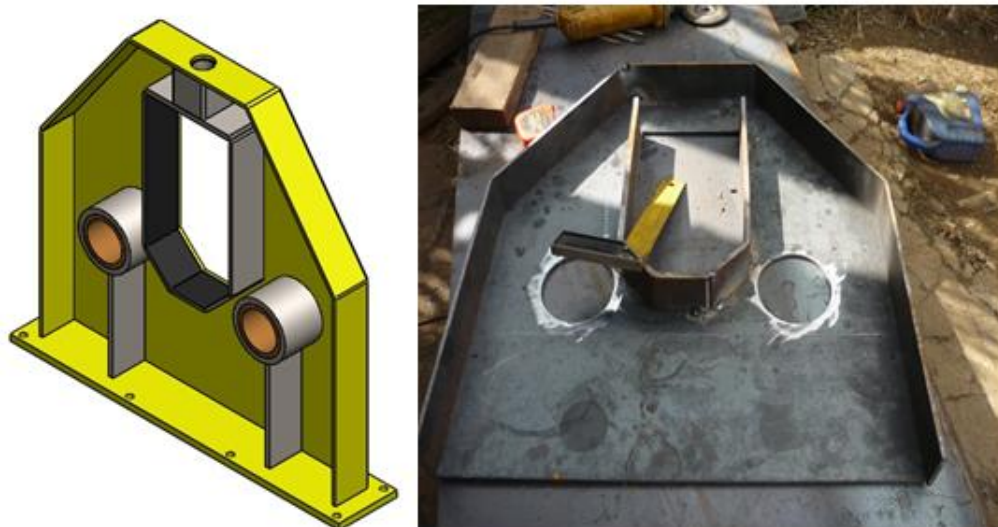


Al adquirir la tubería, se maquinaron los punteros con los diámetros de diseño, al tiempo que también se construía el marco base inferior (Ver fig.47) y se fabrican las carcasas soporte para los cilindros. (Ver fig.48)

Figura 47. Contrucción de la estructura base.



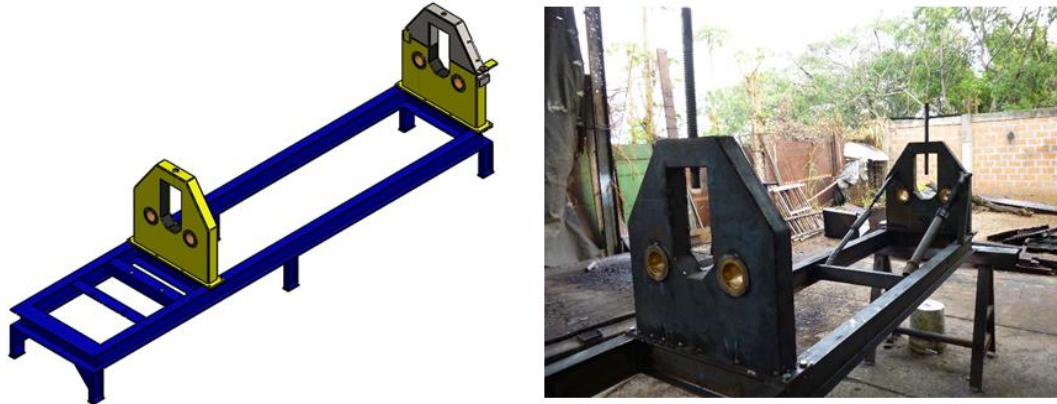
Figura 48. Contrucción de las Carcasas – soporte de los rodillos



Paralelo a la fabricación de las bases se realiza el maquinado de los bujes o cojinetes de bronce para deslizamiento de los rodillos y los tornillos de nivelación del rodillo superior o loco. Una vez fabricada la base y las carcasas se realiza el montaje de las carcasas soporte, los bujes y los tornillos de nivelación sobre la

estructura base como se aprecia en la figura 49. Las carcasas se montan perñadas a la estructura base con el fin de poder reemplazar y cambiar cojinete, al igual que realizar el montaje y desmonte de los rodillos, para futuros mantenimientos de la máquina.

Figura 49. Montaje de carcasas, cojinetes y tornillos de nivelación.



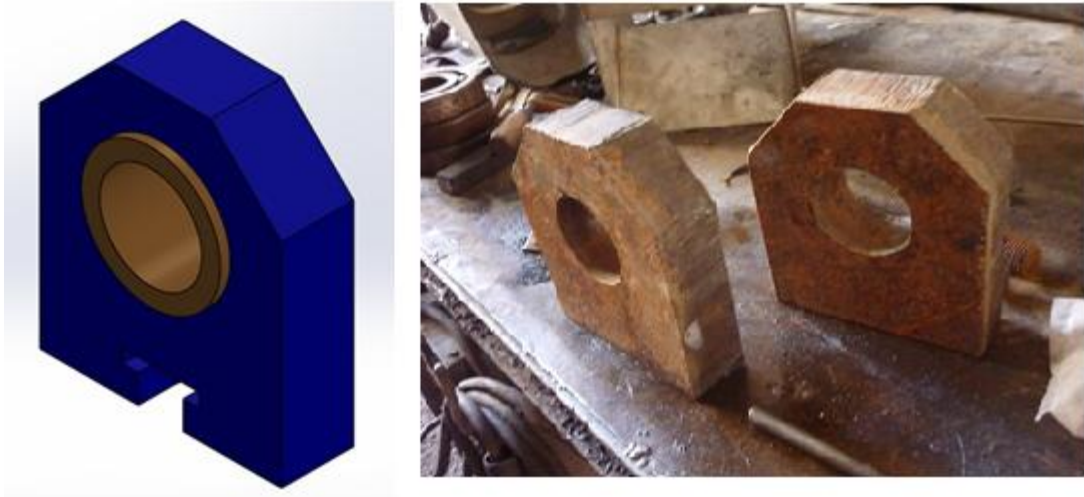
Una vez montadas las carcasas se realiza el montaje de los rodillos inferiores.

Figura 50. Montaje de los rodillos inferiores



Se fabrican los dados para montaje del rodillo superior. El material de estos dados es acero A36. Se les realiza un mecanizado en las superficies laterales (cepillado), al igual que una calibrada de los diámetros internos para la ubicación de los cojinetes.

Figura 51. Fabricación de dados - rodillo móvil



Una vez cortados con sistema plasma, pesados y calibrados; los dados son presentados para acoplar el buje de bronce, el tornillo sin fin de avance se sujeta a los dados mediante dos tornillos (Ver figura 53), y de esta manera se inserta el tercer rodillo para verificar, niveles, interferencias en el movimiento o nuevas tolerancias de fabricación.

Figura 52. Montaje de rodillo movil y sistema de transmision de potencia.

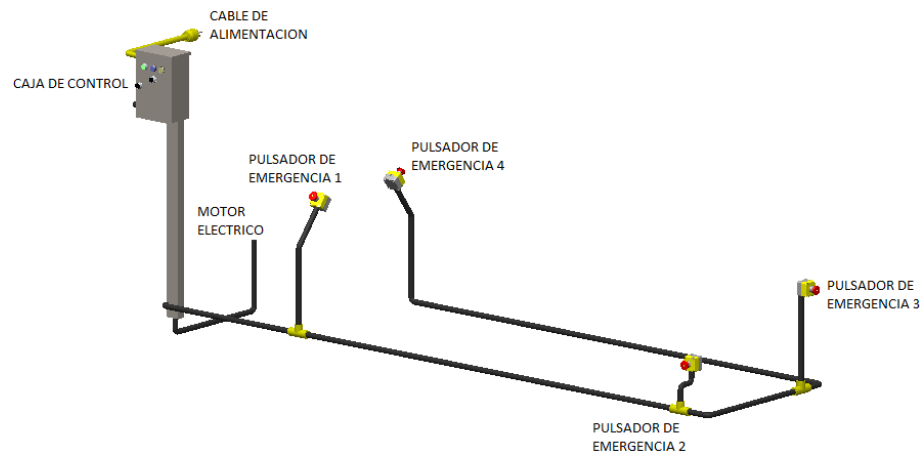


La siguiente y última etapa del proyecto es someter el equipo a las diferentes cargas de prueba que nos permitan validar los objetivos del cálculo de diseño. Para empezar las pruebas es necesario instalar todo el sistema e instalar los elementos de protección y seguridad como guardas paradas de emergencia.

Figura 53. Instalación sistema eléctrico y guarda del motoreductor.



Figura 54. Acometida del sistema eléctrico



En la figura 55 se observa el sistema de acondicionamiento de la materia prima, para arrancar el proceso. La base colapsable del equipo se puede desmontar para extraer la lámina luego de haber sido aplicado el proceso de curvado.

En el manual de operación Anexo F, se presenta un procedimiento claro dirigido al usuario técnico que operará el equipo.

Figura 55. Carcasa colapsable



Se puede observar que para ofrecer apertura ocurre primero un desplazamiento externo para liberar el dado; seguido de una articulación en eje.

Una vez realizado el montaje completo del equipo se realizan las pruebas de funcionamiento y consumo energético de la cilindadora.

La primera prueba que se realiza es una prueba de arranque en vacío de la máquina. Se enciende la máquina y se realiza una inspección visual y auditiva de su funcionamiento, como resultado de esta prueba se puede apreciar que la máquina funciona correctamente.

Al mismo tiempo que se verifica el funcionamiento se registró el consumo de corriente en el arranque y en el funcionamiento en vacío de la máquina, como se puede apreciar en las figuras 58 y 59.

Figura 56. Registro de consumo de corriente en el pico de arranque



Figura 57. Registro del consumo de corriente con la máquina en vacío.



Se realiza una segunda prueba de funcionamiento con una carga no muy alta. Se cilindra una lámina de acero A36, para formar un cilindro de diámetro interno de 25 cm y una longitud del cilindro de 2 metros.

En la prueba se observa que la máquina funciona correctamente. El procedimiento de cilindrado de esta prueba se describe a continuación.

Se realiza un precurvado de la lámina en una máquina dobladora debido a que la cilindradora no posee la facultad de realizar esta operación (ver figura 60).

Figura 58. Precurvado de la lámina de acero



Después de realizar el precurvado se monta la lámina de acero en la cilindadora para iniciar el proceso de cilindrado de la lámina (ver figura 59).

Figura 59. Montaje de lámina de acero en la cilindadora.



Se realiza el proceso de cilindrado realizando varias pasadas de la lámina a través de los rodillos, es decir haciendo girar los rodillos en sentido horario y luego en sentido antihorario, bajando progresivamente el rodillo superior hasta obtener el diámetro deseado del cilindro de lámina de acero como se puede apreciar en la figura 60.

Figura 60. Proceso de cilindrado de lámina de acero



Al mismo tiempo que se realiza la prueba se registró el consumo de corriente en el arranque y en el funcionamiento de la máquina, como se puede apreciar en las figuras 61 y 62.

Figura 61. Registro consumo de corriente en el pico de arranque - prueba 1



Figura 62. Consumo de corriente durante el trabajo de la máquina - prueba 1



La corriente nominal del motor es de 10 A y observando el amperaje de funcionamiento del mismo, medido para trabajo con carga máxima es de 8.6 A, luego el motor está trabajando en el rango permitido.

6.1 ASPECTOS DE SEGURIDAD

El Anexo A3 es el documento entregable escrito o digital, del correcto funcionamiento del equipo. El operador de la máquina obtiene orientación mediante un instructivo que lo guía a partir de la correcta ubicación del equipo en planta, la señalización adecuada, los códigos de iluminación durante la operación, la señalización normativa, la calibración, lubricación, recursos para el mantenimiento preventivo y correctivo, planos globales de la máquina indicando sus principales partes funcionales, requisitos eléctricos y perfil del operador.

También se encontrará la ficha técnica del equipo indicando sus principales características de funcionamiento.

7. ANÁLISIS ECONÓMICO

Para realizar el análisis económico de este equipo se contempla una vida útil de 5 años, para el cálculo de amortización.

La compañía hace una inversión, que representa el capital necesario para poner el equipo en marcha. Para comenzar el equipo ya cuenta con una ubicación dentro de la distribución de planta para la ejecución del proceso.

La planta cuenta previamente con máquinas CNC de preformado como corte y doblado los cuales prestan servicios de precisión para la producción de equipos y elementos estructurales que la Unidad metalmecánica desarrolla según su portafolio, además de esto estas máquinas prestan servicios a terceros con tarifas normalizadas según encuestas del sector productivo. La participación de la empresa en la fabricación de auto-tanques, cilíndricos y elípticos, para el sector hidrocarburo, químico, alimenticio, hacen imprescindible la adquisición de éste equipo.

7.1 COSTOS DE FABRICACIÓN

Tabla 7. Costos de Fabricación

Alquiler Herramienta y Equipo		valor unitario
HERRAMIENTA MENOR	\$	5.000,00
EQUIPO DE SOLDADURA 250 AMP.	\$	25.000,00
EQUIPO DE OXI CORTE (ACETILENO)	\$	15.500,00
PULIDORA (8.500 REV.)	\$	8.000,00
EQUIPO PARA PINTURA (COMPRESOR)	\$	12.000,00
		\$ 65.500,00
Materiales en Obra		
CONSUMIBLES	\$	50.000,00
LAMINA HR 4X8 CAL. 1/4"	\$	108.000,00
LAMINA HR 4X8 CAL. 3/8"	\$	30.000,00
LAMINA HR 4X8 CAL. 1/2"	\$	19.000,00
LAMINA HR 4X8 CAL. 2"	\$	152.000,00
PERFIL IPE 120 X 6 MTS	\$	300.000,00
TUBO DE PERFORACION DE 6"	\$	1.020.000,00
EJE DE ACERO 1045 DE 3"	\$	240.000,00
BUJE DE BRONCE LATON DE 4" CON AGUJERO DE 2"	\$	480.000,00
TRANSMISION EN ENGRANAJES RECTOS	\$	200.000,00
MAQUINADOS	\$	4.500.000,00
MANIOBRA ELECTRICA	\$	1.000.000,00
ANTICORROSIVO PINTUCO	\$	35.000,00
PINTURA PINTULUX	\$	45.000,00
TORNILLERIA	\$	25.000,00
SOLDADURA	\$	140.000,00
TINER	\$	10.000,00
MOTOREDUCTOR DE 10 HP	\$	4.600.000,00
		\$ 12.954.000,00
Transporte		
TRANSPORTES DE CARGA	\$	75.000,00
		\$ 75.000,00
Mano obra manufactura máquina		
OFICIAL	\$	1.755.000,00
OPERARIOS	\$	1.638.000,00
PINTOR	\$	280.800,00
		\$ 3.673.800,00
Costos Indirectos		
ADMINISTRACIÓN	\$	838.500,00
IMPREVISTOS	\$	670.800,00
		\$ 1.509.300,00
Costos de diseño		
DISEÑO Y SUPERVISIÓN	\$	1.828.000,00
		\$ 1.828.000,00
PRECIO UNITARIO TOTAL APROXIMADO		\$ 20.105.600,00

7.2 GASTOS DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA

Los costos operativos de la máquina para la implementación de la línea de cilindrado en la planta se describen en la tabla 7, como parte fundamental en el análisis económico.

Tabla 8. Gastos de personal operativo.

COSTOS DE PERSONAL						
PERSONAL	\$/HORA	HRS/ MES	Cant. x Turnos	Turnos	Nro. de pagos	\$/AÑO
Operador	\$ 6.800,00	40	1	2	20	\$ 5.440.000,00
Ayudante	\$ 4.600,00	30	1	2	20	\$ 2.760.000,00
Jefe de planta	\$ 9.900,00	10	1	1	20	\$ 1.980.000,00
Administración	\$ 5.100,00	5	1	1	20	\$ 510.000,00
Subtotal						\$ 10.690.000,00
Prestaciones	30%					\$ 3.207.000,00
TOTAL						\$ 13.897.000,00

OTROS COSTOS						
Mantenimiento						\$ 485.000,00
Otros gastos						\$ 200.000,00
Consumo eléctrico	\$ 143,89	40	2	2	12	\$ 276.268,00
TOTAL						\$ 961.268,00

TOTAL GASTOS						\$ 14.858.268,00
---------------------	--	--	--	--	--	-------------------------

Los costos de mantenimiento representan efectos como sustitución de piezas deterioradas, revisiones rutinarias, y adquisición de repuestos.

Debido que la planta es de tamaño pequeño, está previsto destinar otros gastos a posibles consultas externas a la empresa con el objeto de optimizar su productividad y sus ventas.

En materia de reingeniería también será necesario fijar reuniones en lo que respecta al análisis de flexibilidad del sistema de producción mediante test de variedad de los nuevos productos, la definición de nuevas secuencias, la

capacitación de personal nuevo o existente, distribución de planta, mantenimiento, el control de calidad aplicado al producto-resultado, y tabular cuidadosamente los gastos e impactos que generan esta inspección.

7.3 AMORTIZACIONES

Se tiene en cuenta la amortización del equipo para modelar la devaluación que la máquina va sufriendo a través del tiempo, anteriormente se mencionó que la vida útil correspondía al periodo de amortización de cinco años.

Calculando, dividimos el costo de la inversión en 5 años:

$$AMORTIZACION = \frac{20105600}{5} = 4021120$$

La amortización anual será entonces de **\$ 4.021.120.00.**

7.4 PRODUCCIÓN

Para determinar los tiempos del proceso de cilindrado, primero se determina la velocidad de la máquina, su especificación según la relación del motor-reductor, será de 5,4 m / min. Sin embargo existe una reducción de velocidad en el arranque, pues se debe tener en cuenta el prensado de la parte inicial (y final) previo al proceso de rolado, por lo tanto la velocidad a tener en cuenta es de 4,2 m / min equivalente a 70 mm / seg.

Tabla 9. Control de tiempos

PIEZAS	CALIBRE	ANCHO (mm)	LARGO (mm)	VELOCIDAD DE ROLADO (mm/seg)	TIEMPO DE ROLADO (s)	PROPORCIÓN DE PIEZAS	T. PONDERADO (seg)
A1	C.30-C.20	1200	2400	70	34,29	0,2	6,86
A2	C.20-C.12	1200	2400	70	34,29	0,1	3,43
A3	1/8"	1200	2400	70	34,29	0,1	3,43
A4	3/16"	1200	2400	70	34,29	0,2	6,86
A5	1/4"	1200	2400	70	34,29	0,25	8,57
A6	1/8"	1800	6100	70	87,14	0,25	21,79
A7	3/16"	1800	6100	70	87,14	0,06	5,23
A8	1/4"	1800	6100	70	87,14	0,06	5,23
tiempo medio rolado							61,39

Tabla 10. Tarifas de servicios

PIEZAS	CALIBRE	TARIFA A.CARBON & LAM GALVZ	CANT/SEM	TARIFA A.INOX	CANT/SEM	TOTAL MES
A1	C.30-C.20	\$ 8.000,00	7	\$ 10.000,00	4	\$ 96.000,00
A2	C.20-C.12	\$ 15.000,00	15	\$ 18.750,00	8	\$ 375.000,00
A3	1/8"	\$ 23.000,00	8	\$ 28.750,00	3	\$ 270.250,00
A4	3/16"	\$ 42.000,00	8	\$ 52.500,00	2	\$ 441.000,00
A5	1/4"	\$ 56.000,00	12	\$ 70.000,00	2	\$ 812.000,00
A6	1/8"	\$ 31.000,00	3	\$ 38.750,00	1	\$ 131.750,00
A7	3/16"	\$ 45.000,00	2	\$ 56.250,00	1	\$ 146.250,00
A8	1/4"	\$ 62.000,00	2	\$ 77.500,00	1	\$ 201.500,00
TOTAL MES						\$ 2.473.750,00

La tabla muestra los productos basados en un análisis que la empresa STECKERL Hierros y Aceros S.A. realizó recientemente en el sector metalmeccánico, señalando las láminas de comercialización habitual, las cantidades tabuladas son estimadas de las tablas de producción promedio de la compañía CORPLIEGUES para el mes de Octubre de 2013.

El resultado arrojado en la tabla 9, nos ofrece una noción promedio mensual de los ingresos por servicio de la máquina cilindadora de láminas.

$$\text{Ingresos anuales} = \$2.473.750 \times 12 \text{ meses} = \$ \mathbf{29.685.000}$$

Asumiendo que en el primer año el arranque de la producción está disminuido en un 25%, el ingreso de la producción durante el primer año será:

$$\text{reduccion 1er año} = 29.685.000 \times 25\% = \mathbf{\$7.421.250}$$

$$\text{Ingreso de Produccion, año1} = \text{Ingreso anual prom} - \text{Reducción}$$

$$\text{Ingreso de Produccion, año1} = \$29.685.000 - \$7.421.250 = \mathbf{\$22.263.750}$$

7.5 ÍNDICES DE RENTABILIDAD

Para el cálculo de la tasa interna debemos suponer que el desembolso de la inversión que la compañía Fharmavícola S.A, tazó a un interés de 3.5% anual, en la entidad bancaria encargada del presupuesto de sus proyectos de mejora.

El VAN consiste en trasladar contablemente los diferentes flujos de caja al periodo 1 y compararlo con la inversión inicial, para notar si con un interés que se le exige al proyecto éste resulta rentable. Esto ocurrirá con un Valor actual Neto positivo.

7.5.1 Valor actual neto

Tabla 11. Tasa interna de retorno.

DATOS INICIALES	
Inversión personal	\$ 20.105.191,70
Ingresos	\$ 29.685.000,00

FORMULA DE CALCULO DEL VAN

$$VAN = -I_0 + \frac{FC1}{1+i} + \frac{FC2}{(1+i)^2} + \frac{FC3}{(1+i)^3} + \frac{FC4}{(1+i)^4} + \frac{FC5}{(1+i)^5}$$

PERIODO	INVERSIONES	COSTOS	INGRESOS	VALOR MERCADO	F.C.R
0	\$ 20.105.191,70				\$ (20.105.191,70)
1		\$ 14.858.268,00	\$ 22.263.750,00		\$ 7.405.482,00
2		\$ 14.858.268,00	\$ 29.685.000,00		\$ 14.826.732,00
3		\$ 14.858.268,00	\$ 29.685.000,00		\$ 14.826.732,00
4		\$ 14.858.268,00	\$ 29.685.000,00		\$ 14.826.732,00
5		\$ 14.858.268,00	\$ 29.685.000,00	\$ 15.000.000,00	\$ 29.826.732,00

Ti	3,50%	Tasa de interés
VNA	\$ 72.402.779,18	valor actual neto
VPN	\$ 52.297.587,48	valor presente neto
TIR	57%	Tasa int. de retorno

Un VAN positivo es indicador de buenos beneficios financieros y además superiores a los exigibles al interés aplicado del 3,5%.

Si la planta metalmecánica logra atraer los clientes que superen este modelo de producción con referencia al flujo de servicios expuestos en la tabla D. el negocio tendrá un efecto muy atractivo.

7.5.2 Tasa interna de retorno. Este valor representa la rentabilidad que ofrece el proyecto. Deberá ser un valor superior al costo de la inversión para que resulte una rentabilidad mínima exigida

TIR= Valor de interés para que VAN sea = 0

TIR= 57%

La rentabilidad que resulta en este proyecto es del 57%, y la compañía ha invertido en un buen proyecto, y que además ofrecerá un complemento operativo para la agilizar la producción de un enorme espectro de productos.

8. CONCLUSIONES

Se proyectó y fabricó un cilindradora mecánica de lámina de acero con capacidad de cilindrar calibres de hasta $\frac{1}{4}$ " de pulgada, a un largo máximo de 2 metros y con diámetros interiores de 25 cm en adelante, se realizan pruebas y se verifica el correcto funcionamiento bajo los parámetros de diseño y operación requeridos por el cliente para su sistema productivo.

Se valida el modelo teórico propuesto con un prototipo construido y puesto en funcionamiento en la planta metalmecánica de la empresa "FHARMAVICOLA S.A." ubicada en el sector industrial de Girón, alcanzando las expectativas de los proyectistas y generando satisfactorios beneficios al propietario.

Se desarrollaron las etapas del diseño mecánico utilizando las herramientas informáticas disponibles como CAD y CAE con Solidworks como herramienta muy útil durante el desarrollo de la máquina, en la generación de los planos finales con detalles de fabricación y mediante el análisis de elementos finitos en los partes de la cilindradora de geometría muy particular y de diseño complejo, obteniendo resultados satisfactorios que permitieron la construcción del equipo y puesta en marcha del mismo con los mejores resultados.

Se realizó la ficha técnica de la máquina, al igual que un manual del usuario en el cual se plasman los aspectos de seguridad, instalación, puesta en marcha y mantenimiento de la máquina, características de operación y recomendaciones generales.

Se elaboró un análisis de costos basado en estudios de mercado para el sector el cual fue un factor importante para que se seleccionara el mejor modelo teniendo en cuenta los criterios de eficiencia, facilidad de construcción y requerimientos de

diseño, dejando como conclusión que el cliente está en la capacidad de llevar los costos de fabricación, operación y mantenimiento, obteniendo a la vez un margen de utilidad llamativo para la implementación del proceso en su planta.

Se aplicaron los conocimientos adquiridos durante el desarrollo de nuestra carrera profesional, permitiéndonos diseñar y construir la máquina cilindradora, alcanzando satisfacción personal de un trabajo bien ejecutado y profesional de una meta cumplida.

9. RECOMENDACIONES

La máquina cilindadora de lámina de acero es una máquina versátil, susceptible a mejoras tecnológicas, como:

- ✓ Automatización

Figura 63. Sistema de control automático con display y joystick.



Fuente: <http://cncultraprecision.com/>

- ✓ Adecuación de sistemas de sujeción de materia prima pesada

Figura 64. Estructura lateral para centrado de pieza.



Fuente: <http://ntslzg.en.made-in-china.com/product/NSuJacArJEVY/China-Hydraulic-Four-Roller-Plate-Rolling-Machine-HDLW12-30-3000-.html>

✓ Adecuación de dados extremos para rolado de perfilería y tubería.

Figura 65. Dados en el extremo para rolado de perfilería.



Fuente: <http://www.boletinindustrial.com/empresa.aspx?cid=127000>

BIBLIOGRAFIA

AKIAPAK. Maquinas Roladoras de Lámina. Catálogo de productos, pág. 20-21.

FAIRES, Virgil Moring. Diseño de elementos de Maquinas. España: Tonsa, 1970

MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson, 2006

PONCE, Cesar. Diseño de una máquina cilindradora y curvadora de chapa de hasta 15 mm de espesor.. Trabajo de grado (Ingeniero en Mecánico). Escuela Superior Politécnica del Litoral. Facultad de Ingeniería en Mecánica. Guayaquil, 1993, pág. 188.

ROJAS, Hernán. Diseño de máquinas II, modulo 4 – Engranajes. Universidad Industrial de Santander, 1992.

RUEDA, Orlando. Cilindradora de chapa con sistema de precurvado – Diseño. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ciencias Fisicomecánicas. Departamento de Ingeniería Mecánica. Bucaramanga, 1991, pág. 184.

STECKERL HIERROS Y ACEROS. Catálogo de productos, pág. 51

ANEXOS

ANEXO A. Catálogo de producto cilindradora de lámina de acero AKIAPACK



ASM - S

3 Valsli Asimetrik Silindir Makineleri
3 Rolls Asymetrical Plate Bending Machines



Kullanıcı olarak Çetin Demirli ile ASM-S yüksek ağırlıklı kalite ile üretilen bir teknolojiye sahip bir asimetrik silindir makineli olarak bir çakıdır. ASM-S modeli, koruyucu çelik (ST-52) koruyucu koruyucu gövde yapımı, sağlam ve güçlü bir makine sunuyor. Üst ve alt valiler bloklu motor + planet mekanizması - dişli mekanizması ile çalışır.

ASM-S is a high quality asymmetrical plate roll machine with its own technology. ASM-S model is made of complete steel (ST-52) construction, strong and durable. The top and bottom rolls are driven by electric motor + planetary mechanism - gear system.

Standart Özellikler

- Baskı mekanizması
- Endüstriyel alet kullanılarak üretilir
- Motorlu arka valisi
- Çelik (ST-52) koruyucu koruyucu gövde
- Üst çelikten üst valiler mekanizması
- Kuvvetli çakıya sahiptir
- Hava soğutmalı motor
- Her iki valinin motor + planet mekanizması ve dişli mekanizması ile çalışır
- Makinede ayar, hareketli koruyucu paneli
- CE, ISO 9001-2008, TSE ve TÜRKİYE ile ilgili standartları karşılar

Özel Ekipman

- Kuvvetli çakı çakı çakı
- A3 valisi motor ile çalışır

Standard Equipments

- Industrial finished roll
- Back roll motor
- Upper bending roller
- Heavy steel (ST-52) construction
- Rolls are driven by electric motor
- Machine designed in asymmetrical working principle
- Central roller driven with electric motor + gear system
- High quality construction
- Separate cooling fan
- Suitable for CE, ISO 9001-2008, TSE and TURKISH standards

Optional Equipments

- Digital display for motor
- Lower roll motor

ASM-S Teknik Bilgiler Technical Informations	Çalışma Boyu Working Length	Ön Bükme Pre-Bending	Maks. Kalınlık Max. Thickness	Üst Top Ø Top Roll Ø	Min. Çap Ø Min. Bending Ø	Motor Gücü Motor Power	Bükme Hızı Bending Speed	Uzunluk Length	Yükseklik Height	Genişlik Width	Ağırlık Weight
	mm	mm	mm	mm	mm	kw	m/dk. m/min.	mm	mm	mm	kg
ASM-S 140-15/5	1600	5	6	140	210	2.2	6	2800	1060	750	1450
ASM-S 140-25/3	2600	3	4	140	225	2.2	6	3150	1130	820	1900
ASM-S 170-15/7	1600	7	8	170	255	4	4.5	3150	1130	820	1900
ASM-S 170-20/5	2100	5	6	170	255	4	4.5	3650	1130	820	2300
ASM-S 170-25/4	2600	4	5	170	255	4	4.5	4150	1130	820	2750
ASM-S 170-30/3	3100	3	4	170	255	4	4.5	4650	1130	820	3200
ASM-S 190-20/6	2100	6	7	190	285	4	5	3900	1200	920	3600
ASM-S 190-25/5	2600	5	6	190	285	4	5	4400	1200	920	4200
ASM-S 190-30/4	3100	4	5	190	285	4	5	4650	1200	920	4600
ASM-S 200-20/7	2100	7	8	200	300	5.5	5	3900	1250	950	3800
ASM-S 200-25/6	2600	6	7	200	300	5.5	5	4400	1250	950	4400
ASM-S 200-30/5	3100	5	6	200	300	5.5	5	4650	1250	950	4800

- Yukarıda belirtilen değerler 240 N/mm² akma sınırı olan çeliğe göre verilmiştir.
- Konik kıvrıma için yukarıdaki değerlerin yansı baz alınmalıdır.
- Akyapak, bu değerleri haber vermeksizin değiştirme hakkına sahiptir.

- Data based upon steel 240 N/mm² yield point
- For cone bending, all bending values must be reduced %50
- All Specifications are subject to change without notice

ANEXO B. Catálogo de aceros de steckerl

Tubería de acero carbón



STECKERL HIERROS Y ACEROS HA

Su Centro del Hierro y el Acero

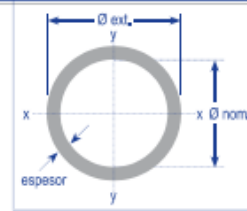


Tabla 4.0. Tubería de acero carbón para conducción.

CALIDADES	COMPOSICIÓN QUÍMICA					CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS			
	C	Mn	Si	P	S	LÍMITE ELÁSTICO	RESISTENCIA A LA RACCIÓN		
API-5L X 42	0,28	1,35	-	0,04	0,06	42,000 PSI	289 MPA	60,000 PSI	413 MPA
ASTM - A 53 GR A	0,25	0,90	-	0,05	0,06	30,000 PSI	207 MPA	45,000 PSI	331 MPA
ASTM - A 53 GR B	0,30	1,20	-	0,05	0,06	35,000 PSI	241 MPA	60,000 PSI	413 MPA
ASTM - A 106 GR B	0,30	0,28/1,06	0,1	0,048	0,058	35,000 PSI	241 MPA	60,000 PSI	413 MPA

DIÁMETRO			ESPESOR PARED		PESO NOMINAL		WEIGHT CLASS	SCHEDULE
NOMINAL	EXTERIOR							
Pulg.	Pulg.	mm	Pulg.	mm.	LIP	Kg/m		
2 1/2"	2,875	73,00	0,276	7,01	7,66	11,41	XS	80
2 1/2"	2,875	73,00	0,375	9,53	10,01	14,62		160
3"	3,500	88,90	0,216	5,49	7,58	11,29	STD	40
3"	3,500	88,90	0,300	7,62	10,25	15,27	XS	80
3"	3,500	88,90	0,438	11,13	14,32	21,35		160
4"	4,500	114,30	0,237	6,02	10,79	16,07	STD	40
4"	4,500	114,30	0,337	8,56	14,98	22,32	XS	80
4"	4,500	114,30	0,531	13,49	22,51	33,54		160
5"	5,563	141,30	0,258	6,55	14,62	21,77	STD	40
5"	5,563	141,30	0,375	9,53	20,78	30,97	XS	80
5"	5,563	141,30	0,625	15,88	32,96	49,11		160
6"	6,625	168,30	0,280	7,11	18,97	28,26	STD	40
6"	6,625	168,30	0,432	10,97	28,57	42,56	XS	80
6"	6,625	168,30	0,719	18,26	45,35	67,56		160
8"	8,625	219,10	0,322	8,18	28,55	42,55	STD	40
8"	8,625	219,10	0,500	12,70	43,39	64,64	XS	80
8"	8,625	219,10	0,906	23,01	74,69	111,27		160
10"	10,750	273,10	0,365	9,27	40,48	60,31	STD	40
10"	10,750	273,10	0,594	15,09	64,43	96,01	XS	80
12"	12,750	323,90	0,408	10,31	53,52	79,70	STD	40
14"	14,075	377,90	0,440	11,13	63,51	94,49	STD	40
16"	17,000	431,80	0,500	12,70	82,86	123,29	STD	40
18"	19,125	485,80	0,508	14,27	104,78	155,91	STD	40
20"	21,185	538,20	0,590	15,08	123,03	183,05	STD	40
24"	25,375	644,50	0,690	17,48	171,49	255,14	STD	40

ANEXO C. Propiedades de materiales ACERO AISI 1045

MATERIAL N.º AISI	ESTADO (c)	MAXIMA RESISTENCIA				RESISTENCIA DE FLUENCIA EN TRACCION		ALARGA- MIENTO % EN 5,08 cm (2 pulg)	REDUC- CION AREA %	NOB (BHN)
		s_u		$s_u(d)$		s_y				
		kg/cm²	ksi	kg/cm²	ksi	kg/cm²	ksi			
Hierro dulce Acero forjado	Laminado simple	3 374(a)	48(a)	2 531	36	1 757(a)	125(a)	35		
C1010(k)	Estirado en frio	4 710	67	3 515	50	3 867	55	25	57	137
C1015(k)	Estirado en frio	5 413	77	4 077	58	4 429	63	25	63	170
C1020	Laminado simple	4 569	65	3 445	49	3 374	48	36	59	143
C1020	Normalizado	4 499	64	3 797*	54*	3 515	50	39	69	131
C1020	Recocido	4 007	57	3 023	43	2 952	42	36,5	66	111
C1020(k)	Estirado en frio	5 483	78	4 077	58	4 640	66	20	59	156
C1022	Laminado simple	5 062	72	3 797	54	3 656	52	35	67	149
C1030	Laminado simple	5 624	80	4 218	60	3 586	51	32	56	179
C1035	Laminado simple	5 976	85	4 499	64	3 867	55	29	58	190
C1045	Laminado simple	6 749	96	5 062	72	4 148	59	22	45	215
C1095	Normalizado	9 913	141	7 381	105	5 624	80	8	16	285
B1113(k)	Acabado en frio	5 835	83	4 359	62	5 062	72	14	40	170
B1113	Laminado simple	4 921	70			3 163	45	25	40	138
C1118	Laminado simple	5 273	75	3 937	56	3 234	46	32	70	149
C1118(k)	Estirado en frio	5 624	80	4 218	60	5 273	75	16	57	180
C1144	OQT 1000 (538° C)	8 296	118	6 187	88	5 835	83	19	46	235
1340	OQT 1200 (649° C)	7 945	113	5 905	84	6 468	92	21	61	229
13B45	OQT 800 (427° C)	11 347	187	9 843	140	12 303	175	16	56	
2317(e)	OQT 1000 (538° C)	7 451	106	5 554	79	4 991	71	27	72	220
2340(e)	OQT 1000 (538° C)	9 632	137	7 241	103	8 437	120	22	60	285
3150	OQT 1000 (538° C)	10 616	151	7 945	113	9 140	130	16	54	300
3250(e)	OQT 1000 (538° C)	11 670	166	8 577	122	10 264	146	16	52	340
4063	OQT 1000 (538° C)	12 655	180	9 491	135	11 249	160	14	43	375
4130	WQT 1100 (593° C)	8 929	127	6 679	95	8 015	114	18	62	260
4130(e)	Estirado en frio	8 577	122	6 398	91	7 381	105	16	45	248
4340(e)	Estirado en frio	8 577	122	6 398	91	7 381	105	15	45	248
4640(e)	OQT 1000 (538° C)	10 686	152	7 311	104	9 140	130	19	56	310
5140(e)	OQT 1000 (538° C)	10 546	150	7 945	113	8 999	128	19	55	300
5140(e)	Estirado en frio	7 381	105	5 554	79	6 187	88	18	52	212
8630	Estirado en frio 10 %	8 085	115	6 046	86	7 030	100	22	53	222
8640	OQT 1000 (538° C)	11 249	160	8 437	120	10 546	150	16	55	330
8760	OQT 800 (427° C)	15 468	220	11 600	165	14 068	200	12	43	429
9255	OQT 1000 (538° C)	12 655	180	9 491	135	11 249	160	15	32	352
9440	OQT 1000 (538° C)	10 686	152	7 311	104	9 491	135	18	61	311
9850	OQT 1100 (593° C)	12 655	180	9 491	135	11 108	158	15	48	360

Fuente: Faired, Virgil Moring. Diseño de elementos de Máquinas. Editorial Tonsa.

ANEXO D. Selección de tornillos

TABLA 8.1 PROPORCIONES DE LAS ROSCAS DE POTENCIA

Para más detalles sobre las roscas Acme, véanse referencias (8.8) y (8.9). La rosca Acme achatada o de núcleo mayor tiene una altura de $0,3P$ en lugar de $0,5P$ (figura 8.21). Los diámetros menores están dados con aproximación a la milésima de pulgada más próxima. La Norma [8.31] no especifica un número único de hilos por pulgada para roscas trapezoidales. Véase figura 8.21.

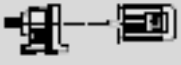

TAMAÑO		ROSCAS CUADRADAS		ROSCAS ACME				ROSCAS TRAPEZOIDALES (RECOMENDADO)
		Hilos por pulg	Diámetro menor pulg cm	Hilos por pulg	Diámetro menor regular pulg cm	Diámetro menor achatado pulg cm	Hilos por pulg	
1/8	0,635	10	0,163 0,414	16	0,188 0,477	0,213 0,541		
3/16	0,793			14	0,241 0,612	0,270 0,685		
1/4	0,952	8	0,266 0,675	12	0,292 0,741	0,325 0,825		
5/16	1,111			12	0,354 0,899	0,388 0,985		
3/8	1,270	6 1/2	0,366 0,929	10	0,400 1,016	0,440 1,117	20	
7/16	1,547	5 1/2	0,466 1,183	8	0,500 1,270	0,550 1,397	20	
1/2	1,905	5	0,575 1,460	6	0,583 1,480	0,650 1,651	16	
9/16	2,222	4 1/2	0,681 1,729	6	0,708 1,798	0,775 1,968	16	
1	2,540	4	0,781 1,983	5	0,800 2,032	0,880 2,235	12	
1 1/8	2,857			5	0,925 2,349	1,005 2,552	12	
1 1/4	3,175	3 1/2	1,000 2,540	5	1,050 2,667	1,130 2,870	10	
1 3/8	3,492			4	1,125 2,857	1,225 3,111	10	
1 1/2	3,810	3	1,208 3,068	4	1,250 3,175	1,350 3,429	8	
1 5/8	4,445	2 1/2	1,400 3,556	4	1,500 3,810	1,600 4,064	7	
2	5,080	2 1/4	1,612 4,094	4	1,750 4,445	1,850 4,699	6	
2 1/4	5,715	2 1/4	1,862 4,729	3	1,917 4,869	2,050 5,207	6	
2 1/2	6,350	2	2,063 5,240	3	2,167 5,504	2,300 5,842	5	
2 3/4	6,985	2	2,313 5,875	3	2,417 6,139	2,550 6,477	5	
3	7,620	1 3/4	2,500 6,350	2	2,500 6,350	2,700 6,858	5	
3 1/2	8,890	1 3/4	2,962 7,523	2	3,000 7,620	3,200 8,128	5	
4	10,160	1 1/2	3,418 8,681	2	3,500 8,890	3,700 9,398	4	
4 1/2	11,430			2	4,000 10,160	4,200 10,668	4	
5	12,700			2	4,500 11,430	4,700 11,938	4	

Fuente: Faires, Virgil Moring. Diseño de elementos de Máquinas. Editorial Tonsa.

Superficies en contacto	Valores típicos del coeficiente de rozamiento, f	
	Estático	Cinético
Acero sobre acero (seco)	0,6	0,4
Acero sobre acero (engrasado)	0,1	0,05
Teflón sobre acero	0,04	0,04
Acero sobre metal blanco (seco)	0,4	0,3
Acero sobre metal blanco (engrasado)	0,1	0,07
Latón sobre acero (seco)	0,5	0,4
Forro de frenos sobre hierro de fundición	0,4	0,3
Neumáticos de goma sobre pavimento liso (seco)	0,9	0,8
Cable metálico sobre polea de hierro (seco)	0,2	0,15
Cuerda de cáñamo sobre metal	0,3	0,2
Metal sobre hielo	—	0,02
	Coeficiente de rozamiento por rodadura, f_r	
Neumáticos sobre pavimento liso	0,02	
Llantas de acero sobre raíles de acero	0,006	

Fuente: Meriam, J.L. Estática. Segunda Edición.

ANEXO E. Catálogo de motoredutores de engranajes Helicoidales SEW

P_{in} [kW]	n_a [1/min]	M_a [Nm]	i	$F_{Ra}^{(1)}$ [N]	SEW i_g		m [kg]				
3,0	3,2	6950	222,80°	50300	0,90						
	3,8	7500	188,45	54400	1,05	R	137	DV	132M8	305	181
	4,1	6940	174,40°	55500	1,15	RF	137	DV	132M8	325	182
	4,6	6220	156,31	56700	1,30						
	5,1	5820	141,12°	57800	1,40						
5,0	5,6	5100	126,18	58300	1,55						
	6,3	4520	113,72	59000	1,75	R	137	DV	132M8	305	181
	7,0	4110	103,20°	59400	1,95	RF	137	DV	132M8	325	182
	8,1	3530	88,70°	59900	2,3						
	4,2	6780	222,80°	58800	1,20						
5,0	5,0	5740	188,45	57400	1,40						
	5,4	5320	174,40°	58000	1,50	R	137	DV	132S6	295	181
	6,0	4760	156,31	58700	1,70	RF	137	DV	132S6	320	182
	6,7	4320	141,12°	59200	1,85						
	7,3	3910	126,18	59800	2,1						
5,0	8,3	3470	113,72	60000	2,3	R	137	DV	132S6	295	181
	9,1	3150	103,20°	60200	2,5	RF	137	DV	132S6	320	182
	5,0	4840	156,31	21600	0,90						
6,0	6,6	4320	141,83	29300	1,00	R	107	DV	132S6	195	159
	7,4	3890	127,68	31500	1,10	RF	107	DV	132S6	205	160
	6,1	4710	220,36	28500	0,90						
6,0	6,9	4160	203,16	30200	1,05						
	8,1	3530	172,34	33100	1,20						
	8,6	3250	156,68	34100	1,30						
	9,9	2900	141,83	35300	1,50						
	11	2610	127,68	36000	1,65	R	107	DV	100L4	185	159
	12	2370	115,63	36300	1,80	RF	107	DV	100L4	190	160
	14	2100	102,53	36700	2,1						
	15	1950	92,70	36900	2,3						
	18	1610	78,57	36900	2,7						
	19	1490	72,88	36200	2,9						
9,0	9,3	3090	150,78	16200	0,95						
	11	2590	126,76	23600	1,15						
	12	2380	116,48	24700	1,25						
	14	2120	103,44	25900	1,40						
	15	1890	92,48	26800	1,60						
	17	1700	83,15	27300	1,75						
	19	1480	72,17	27700	2,0	R	97	DV	100L4	125	157
	21	1330	65,21	27000	2,3	RF	97	DV	100L4	145	158
	23	1230	59,92	26400	2,5						
	26	1090	53,21	26600	2,8						
	29	970	47,58	24800	3,1						
	33	890	42,78	24000	3,4						
	38	760	37,13	23100	4,0						
42	680	33,25	22400	4,3							
15	15	1910	93,38	3630	0,80						
	17	1680	81,92	16000	0,90	R	87	DV	100L4	85	154
	19	1490	72,57	17400	1,05	RF	87	DV	100L4	93	155
	22	1300	63,68°	18400	1,20						
	23	1230	60,35°	18800	1,25						
20	27	1080	52,92	19500	1,45						
	29	970	47,58	19900	1,60						
	34	850	41,74	19400	1,80	R	87	DV	100L4	85	154
	38	755	36,84°	18700	2,1	RF	87	DV	100L4	93	155
	43	670	32,66°	18100	2,3						
	50	570	27,88	17400	2,6						
	41	705	34,40°	18400	2,1						
	45	640	31,40	17900	2,4						
30	50	570	27,84°	17400	2,7						
	60	480	23,40	16500	3,2	R	87	DV	100L4	85	154
	65	440	21,51	16100	3,4	RF	87	DV	100L4	92	155
	73	390	18,10	15800	3,7						
	82	350	17,08°	15100	4,0						
	91	315	15,35	14600	4,3						

3

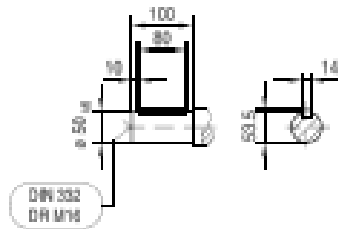
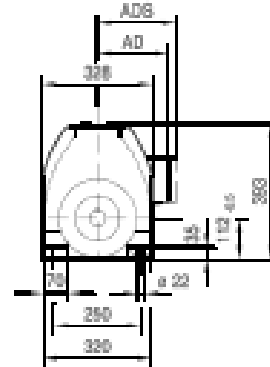
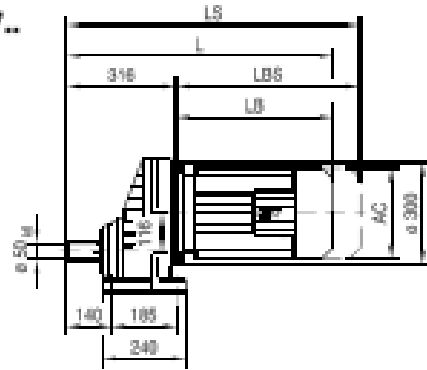
3



Helical Gearmotors
Dimension sheets [mm]

04 031 03 00

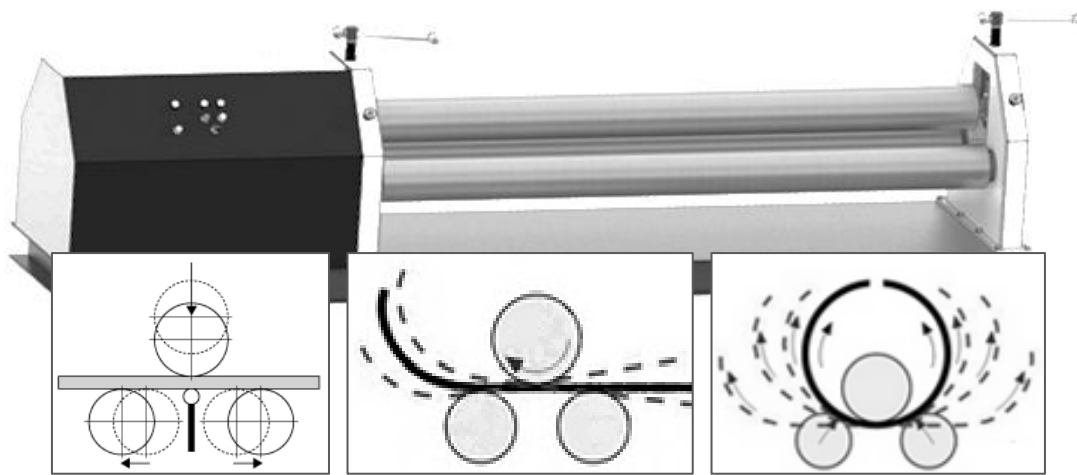
RX97..



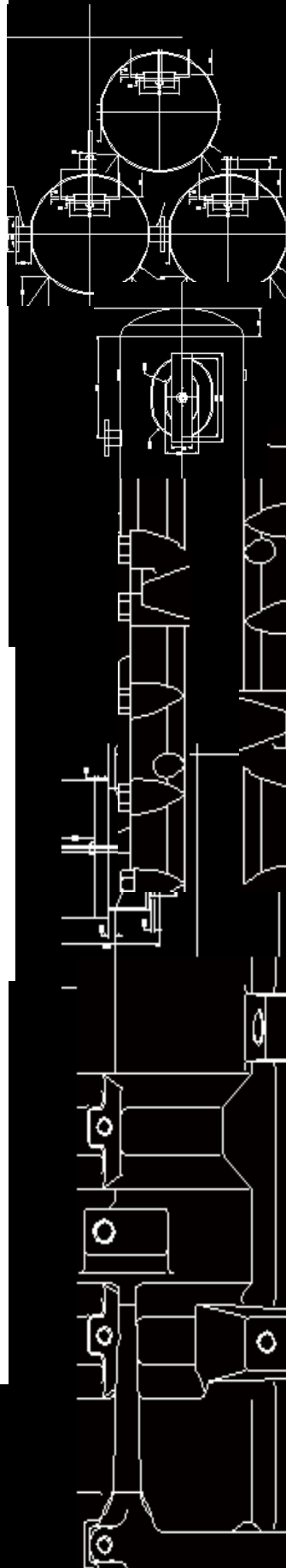
[mm] [14]	DV132S	DV132M	DV132ML	DV160M	DV160L	DV180L	DV200L				
AC	221	275	275	275	331	331	384				
AD	179	230	230	230	258	258	285				
ADS	182	230	230	230	258	258	285				
L	696	718	778	778	825	897	945				
LB	776	830	890	890	981	1053	1101				
LBS	380	402	462	462	509	581	629				
LBS	480	514	574	574	668	737	785				

ANEXO F. Manual de Operación y Mantenimiento

CILINDRADORA MECANICA PARA LAMINA DE ACERO



MANUAL DE
OPERACIÓN Y
MANTENIMIENTO



LEER PRIMERO

Acerca de este manual:

Este manual es un documento que contiene toda la información que necesita para operar correctamente y mantener la unidad cilindradora de lámina en buen estado. Es muy importante que todas las personas que entren en contacto con el equipo hayan leído este manual antes de comenzar a interactuar con el mismo.

Preste especial atención al ambiente de trabajo y las medidas de seguridad necesarias, siga correctamente instrucciones para asegurar una larga vida de su equipo y evitar inconvenientes de operación.

El manual está organizado de la siguiente manera:

Cada parte contiene un análisis detallado, sea sobre una operación o el procedimiento de mantenimiento de su cilindradora. Preste especial atención a las notas particulares y declaraciones de precaución.

Estos comentarios le alertan sobre la información que se considera esencial para el operador, la seguridad y la prevención de daños en el equipo de cilindrado.

TABLA DE CONTENIDO

1. PREPARACION	
1.1. Precauciones de seguridad.	5
1.2. Zona de trabajo.	6
1.3. Protección personal.	7
1.4. Descripción y especificación de la cilindradora	6
1.5. Requisitos de alimentación	6
1.6. Preparación y ajustes previos	8
1.7. Operación y puesta en marcha	13
1.8. Cilindrado paso a paso.	14
2. CUIDADO Y LIMPIEZA	
2.1. Mantenimiento	18
2.2. Limpieza.	21
3. DIAGRAMA TECNICO Y SUS PARTES	21
3.1. Vista Explosionada.	24
3.2. Listado de partes.	25

1. PREPARACION

1.1. PRECAUCIONES DE SEGURIDAD.

- Tenga cuidado en el desembalaje y el levantamiento de la cilindradora. Mantenga el nivel de laminador al levantar o mover. El equipo cilindrador pesa aproximadamente 1500 Kgs.
- No utilice aparatos eléctricos en presencia de líquidos inflamables disolventes o en atmósferas gaseosas explosivas, mientras realiza la instalación u operación rutinaria del equipo.
- Apague el interruptor de alimentación antes de marcharse o abandonar la cilindradora sin vigilancia.
- Simbología:



ATENCIÓN: Indica situaciones de riesgo, para el operador, la máquina o terceros.



PELIGRO: Indica situaciones inminentes, si las consecuencias de estos riesgos no son evitadas, podría ocasionar la muerte o lesiones graves.



RIESGO ELECTRICO: Indica situaciones de riesgo asociadas con flujo eléctrico, a travez de cableado, superficies conductoras, interruptores, pulsadores, transformadores electricos, etc.



IMPORTANTE: Describe una situación particular relacionada con el buen funcionamiento del equipo.

1.2. ZONA DE TRABAJO.

- Un espacio de trabajo desordenado puede provocar accidentes. La cilindadora debe ser colocada sobre una superficie firme y nivelada.
- No intente operar la máquina en lugares húmedos.
- No utilice aparatos eléctricos en presencia de líquidos inflamables disolventes o en atmósferas gaseosas explosivas.
- Mantenga el área de trabajo bien iluminada. Adecuar una correcta ventilación y dispositivos luminarios que correspondan a las reglas de higiene y seguridad acorde a la norma (GTC 8. ELECTROTECNIA. PRINCIPIOS DE ERGONOMIA VISUAL. ILUMINACION PARA AMBIENTES DE TRABAJO EN ESPACIOS CERRADOS. ICONTEC 1994.)
- Deje suficiente acceso en la parte delantera y trasera de la máquina .
- Revise la correcta señalización.
- Mantenga distancias prudentes con fuentes de calor (calderas, hornos, disipadores etc.)

1.3. PROTECCION PERSONAL.

Se recomienda el uso de elementos de protección personal para la prevención de posibles lesiones



Protección Auditiva.



Protección física (cabeza).



Protección Visual.



Protección física, calzado reforzado.



Protección física, guantes de seguridad.


La empresa o usuario propietario del equipo está obligado a familiarizar al personal operador acerca de las instrucciones de manejo y advertirles sobre los peligros especiales relacionados con la misma.

Medidas de protección para prevención de accidentes:


- Socializar programas de salud ocupacional y planes de seguridad integral entre los operarios

- Las cubiertas de protección, estructuras guardamotores y partes desmontables del equipo deben estar cerradas y correctamente ensambladas antes de encender y/o efectuar algún proceso.



- : Los interruptores, pulsadores, controladores y demás dispositivos de encendido deben ser revisados en vacío (sin agregar material para preformar).



- : Si es necesario un cable de extensión asegúrese de que está correctamente clasificado y del mismo calibre de cable o menor que el cable del equipo cilindrador. La capacidad del cable debe evitar la pérdida de poder y sobrecalentamiento. Antes de utilizar, verifique el estado del cable de extensión; evite cables expuestos, accesorios rotos, aislamiento dañado, etc.
- Cuando se de lugar a la rutina de mantenimiento, revisión, ajuste o control del equipo, el motor de mando debe ponerse fuera de funcionamiento.

1.4. DESCRIPCIÓN Y ESPECIFICACIÓN DE LA CILINDRADORA

El cilindrado de lámina metálica, como lo indica su nombre, es un procedimiento para curvar o enrollar la lámina simplemente mediante fuerza mecánica o hidráulica, hasta lograr el radio requerido o un tubo, sin necesidad de someter a elevación de temperaturas el material.

Desde hace décadas este método se usa para conseguir la forma curva de las chapas que son aporte en la construcción de infinidad de elementos de almacenamiento, obras civiles, vehículos y partes de maquinaria; entre los

cuales se destacan: silos, tanques petroleros y de agua, calderas, intercambiadores de calor, túneles, estructuras arquitectónicas, canalizaciones, vías para automotores, centrales hidroeléctricas o nucleares, aviones, helicópteros, cohetes espaciales, palas para retroexcavadoras, cuchillas de buldóceres, camiones cisternas, mezcladores de concreto, recolectores de basuras, volquetas y otros equipos para obras civiles.

La cilindradora de tres rodillos posee esta denominación debido a que la posición geométrica de los rodillos forma un triángulo, con un solo rodillo superior y dos laterales inferiores.

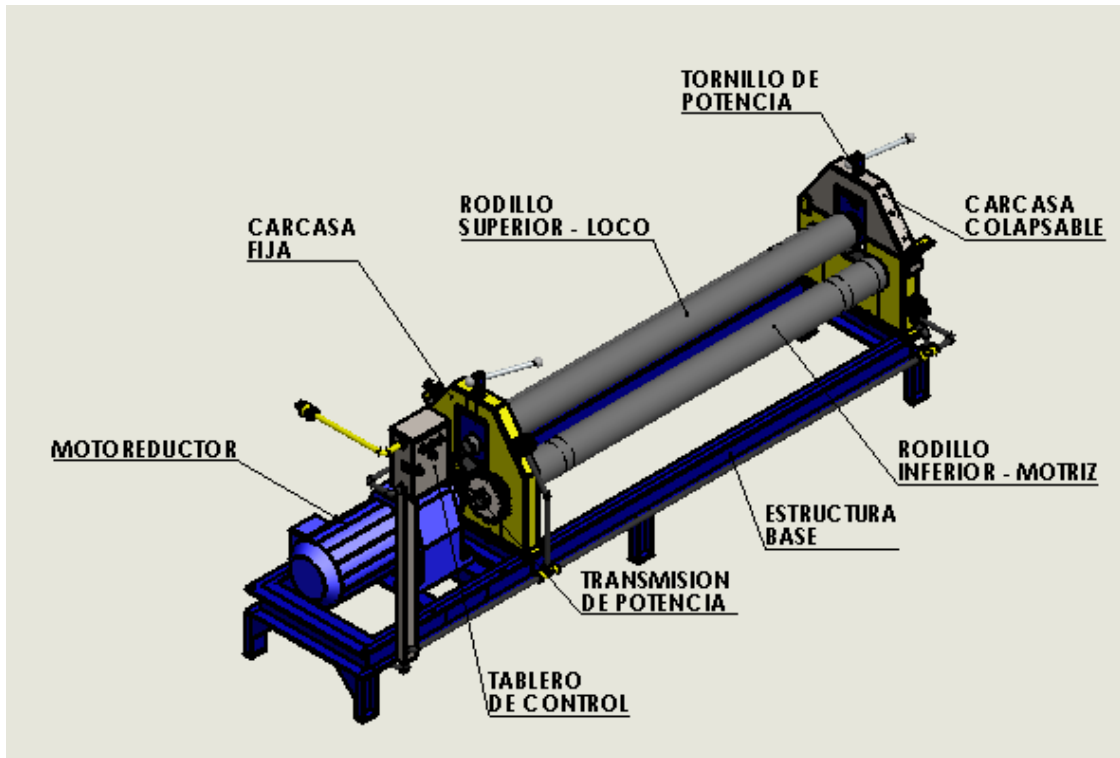


FIG.1. Partes principales de la cilindradora de lámina.

Esta máquina es la más popular de las cilindradoras tanto manual como mecánica y CNC y representa la gran mayoría de las existentes.

Su geometría permite un trabajo sin amarre específico de la chapa. El rodillo superior por encima de la chapa y los dos laterales por debajo, la presionan entre sí, lo que genera una fuerte sujeción y una curva; al girar el rodillo superior, éste obliga el desplazamiento de la chapa. En las diferentes “pasadas”, paulatinamente, se incrementa la presión de los laterales, lo cual logra cerrar el radio hasta conseguir el buscado. Ya es costumbre buscar diversas soluciones al radio del pre-curvado o curvado de los bordes: en algunas ocasiones es cortado, otras es pre-curvado en una máquina plegadora, otras es tolerado en la pieza a realizar.

1.5. REQUISITOS DE ALIMENTACIÓN

- *VOLTAJE*: 220-240VAC monofásico 3 hilos
- *CORRIENTE*: 30 Amperios
- *POTENCIA*: 4 HP (3000 Watts).

1.6. PREPARACIÓN Y AJUSTES PREVIOS

Una vez seleccionada la ubicación en planta del equipo de cilindrado, se debe trasladar mediante patines de acero, montacargas o con diferencial.

En caso de emplear izaje por diferencial, las eslingas de sujeción deben quedar con tensiones equilibradas en 4 puntos. El ángulo de tracción del cable o cadena de acero debe ser menor igual a 60°.

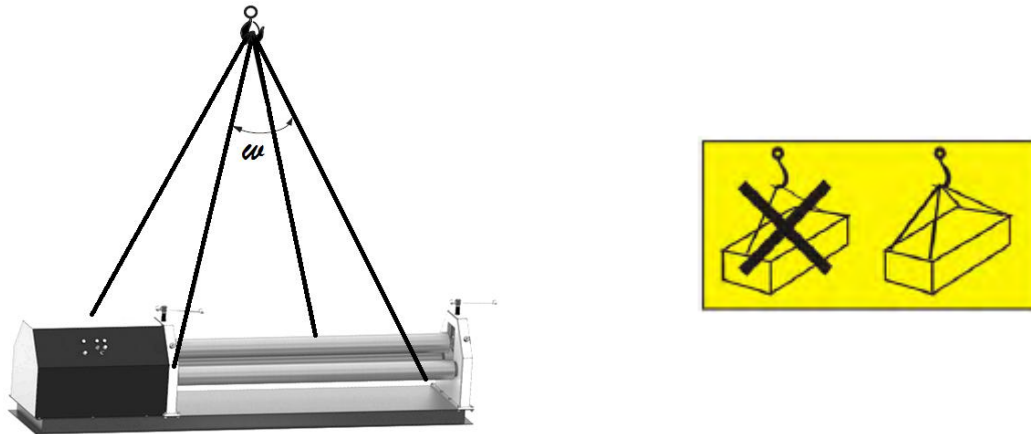


FIG.2. Puntos de izaje para traslado del equipo con diferencial.

Pasos para la descarga y ubicación:

- Posicionar el medio de transporte (montacargas, puente-grúa, o gancho diferencial, etc.) en el sector determinado para la descarga.
- Señalizar el perímetro de operación con cinta de cerramiento amarilla, conos plásticos o carteles reflectivos cuyo contenido sea sinónimo de: “No pasar”, para impedir la circulación de vehículos o y/o personas durante la maniobra de descarga.
- Luego de posicionar el equipo se deben soltar las eslingas de sujeción, verificando que no quede nada que retenga.



: Es obligatorio de elementos de protección personal.



: No caminar nunca debajo de la carga suspendida.

- La instalación y montaje de los equipos debe ejecutarse por personal competente.

1.7. OPERACIÓN Y PUESTA EN MARCHA.

Para poner en funcionamiento el equipo de cilindrado, realizar la puesta en marcha y los ajustes de la máquina, recomendamos que los realice el fabricante y su personal técnico.

Verifique que se lleve a cabo las siguientes inspecciones:

- Revisar el nivel de aceite del moto-reductor
- Revisar los sujetadores al chasis metálico de la máquina y los anclajes al piso.
- Conectar el motor eléctrico y verificar el sentido de giro.
- Revisar los soportes de los rodamientos y la correcta lubricación de los mismos.
- Controlar que no existan herramientas cerca a los elementos rotativos. (motor, reductor, rodillos)
- En caso de producirse ruidos extraños o movimientos indeseables de la máquina, determinar las causas con ayuda del personal autorizado.



: El incumplimiento de los pasos mencionados puede producir un daño reversible al equipo.

1.8. CILINDRADO PASO A PASO

Montaje de la chapa en la máquina

Se posiciona la lámina por el borde de uno de los rodillos laterales y el otro en el piso, esto puede elevar el tiempo de montaje dependiendo del peso y del tamaño del cilindro resultante.



Para preformar grandes tamaños determinar un número mínimo de 4 operarios, 1 oficial técnico de máquinas y 3 operadores. Para conseguir alineamiento de la lámina en la Máquina, y debido a que no es posible el “tope” con otro rodillo, se debe acudir a un segundo operador para que colabore con el alineamiento, en la mayoría de las veces visual con ayuda de herramientas de medición y calibrado.

En ocasiones se requiere de un operador certificado, que cierre la lámina cilindrada mediante el uso de electrodos (punto o cordón) antes de ser retirado del equipo, de manera que podamos efectuar el proceso de rolado justo sobre el cordón de soldadura, para lograr un efecto tangencial en el empalme.



2. CUIDADO Y LIMPIEZA

2.1. MANTENIMIENTO

Con el propósito de lograr mejores eficiencias y vida útil del equipo, evitando posibles riesgos se aconseja prestar especial atención a las siguientes advertencias:

- Cambiar Inmediatamente cualquier pieza desgastada
- Efectuar regularmente la lubricación.
- Antes de cualquier procedimiento de mantenimiento debe asegurarse de la existencia de piezas y repuestos de cambio.
- Si se presenta dudas, consultar servicio técnico.



: Antes de iniciar procedimientos de mantenimiento verifique que la máquina no tenga partes en movimiento, y esté desconectada de la red eléctrica.

Programa de mantenimiento:

ELEMENTO	MEDIDA	INTERVALO
Rodillo superior	Comprobar alineamiento y ruidos de fricción	Según sea necesario
Rodillos inferiores	Comprobar alineamiento y ruidos de fricción, paralelismo.	Según sea necesario
Rotor	Controlar desgaste	Comprobar alineamiento y ruidos de fricción
Sellos de ejes	Cambiar los cordones de la empaquetadura, revisar bujes de bronce	Comprobar alineamiento y ruidos de fricción
Reductor	Verificar nivel de aceite	Comprobar alineamiento y ruidos de fricción
Rodamientos	Engrasar eliminando grasa usada a ambos lados entre los rodamientos del cojinete.	Comprobar alineamiento y ruidos de fricción

TAB 1. Programa de mantenimiento.

Lubricación:

Es prudente lubricar con los aceites o grasas correspondientes todos los puntos donde existan fricciones o roces bimetálicos; se debe conservar el nivel del aceite hidráulico en su punto ordenado por fábrica y seguir las recomendaciones de aceites referenciados: no hay que olvidar que en lugares de trabajo donde la temperatura ambiental es menor de 22 °C se usa un aceite de inferior viscosidad (ISO 37), mientras en sitios donde la temperatura está por encima de 23 °C hay que emplear lubricantes más viscosos (ISO 68)

Puntos de engrase.

El equipo realizará su apertura previamente engrasado por el fabricante y debe seguirse el plan de engrase de la máquina según a siguiente tabla.

PUNTO DE LUBRICACION	INTERVALO DE TIEMPO	TIPO DE LUBRICANTE	CANTIDAD
rodamientos	Cada 15 días	Aceite	200 ml
Bujes de rodillos	Cada 15 días	Grasa	120 gr
Tornillo sin fin de avance	Cada 15 días	Grasa	20 gr
cadena de transmisión	Cada 30 días	Aceite	220 ml
Moto-reductor	Cada 30 días	Aceite	100 ml

TAB 2. Frecuencia de Lubricación.

Tolerancias

Es de suma importancia cuidar y respetar la capacidad de la máquina: **NO** debe exigirse a esta cilindadora, por ejemplo, con capacidad de **6,35 mm** de grosor de chapa por 2.000 mm de longitud (o ancho) realice un trabajo de 16 mm de grosor por 2.000 mm de longitud. Intentar estos es elevar considerablemente el riesgo de ruptura o torcedura de los rodillos.

Tiempo del proceso

Un operador conocedor de su máquina y profesión en el rolado, puede lograr, sin dificultad, el cilindrado de una chapa en una sola pasada; es decir, sin la obligación de “ir y venir” por varias ocasiones para obtener los radios o medidas buscadas. Además, debido a que la chapa está constantemente prensada entre el rodillo superior e inferior, desaparece el inconveniente del “patinado”, propio en la de tres rodillos. Es demostrable que estas condiciones de trabajo mejoran notablemente el tiempo del trabajo; sin embargo, no es una regla obligatoria y no siempre gozará de estas grandes ventajas.

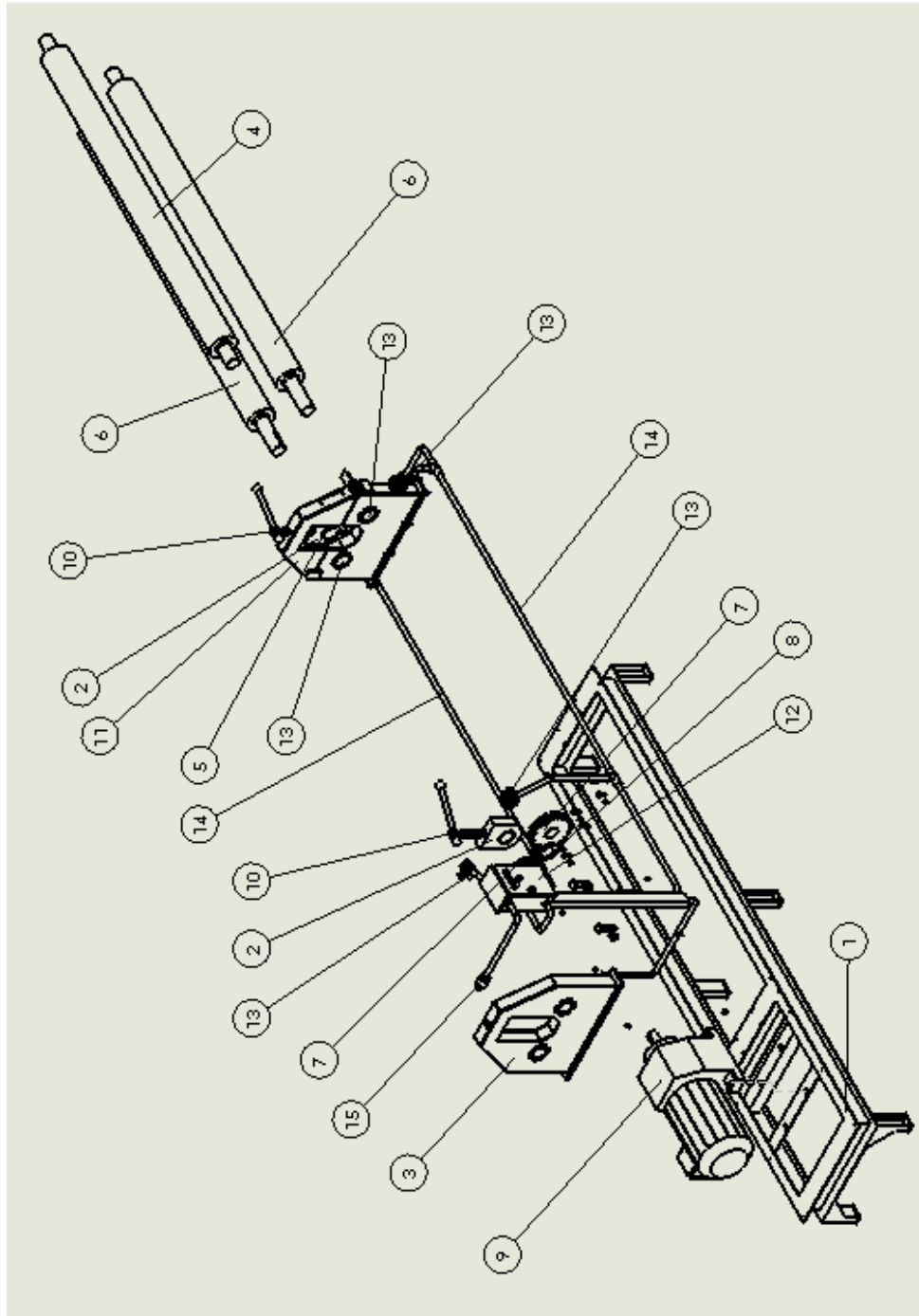
Debe insistirse en la habilidad de un buen operador, quien conseguirá aceptables resultados con este equipo cuando se habla de tiempos; pero no puede ignorarse que es normal tener que realizar varias “pasadas” de la chapa en la máquina para conseguir el rolado final, con su incremento obligatorio de tiempo de labor.

En términos generales, la mejor recomendación es elegir una máquina adecuada para los requerimientos específicos de cada empresa.

Sin duda las cilindradoras de tres rodillos son adecuadas para cierto tipo de trabajos, pero tienen limitantes que actualmente son superados por los equipos de cuatro rodillos. Finalizando, se debe resaltar que el buen proceso del rolado en cualquiera de los modelos o sistemas de máquinas usado, depende en un gran porcentaje de la habilidad del operador; su experiencia y conocimiento, ayudado por los posibles automatismos del equipo, le permiten obtener productos terminados de la calidad requerida dentro de márgenes de tiempo justos y convincentes.

3. DIAGRAMA TECNICO Y SUS PARTES

3.1. Vista Explosionada



3.2. Listado de partes

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	MATERIAL
1	ESTRUCTURA BASE	1	ACERO ESTRUCTURAL A-36
2	DADO MOVIL	2	ACERO LAMINADO EN CALIENTE A-36
3	CARCASA FIJA	1	LA MINA DE ACERO LAMINADO EN CALIENTE
4	RODILLO SUPERIOR	1	ACERO A-53 GRADO 50
5	BLOQUE DE FRICCIÓN	6	BRONCE
6	RODILLOS INFERIORES	2	ACERO A-53 GRADO 50
7	MOTOREDUCTOR(4HP. 21RPM)	1	
10	TORNILLO DE POSICIONAMIENTO	2	ACERO 1045
11	CARCASA COLAPSABLE	1	LA MINA DE ACERO LAMINADO EN CALIENTE
12	CAJA DE CONTROL	1	
13	BOTON DE EMERGENCIA	4	
14	TUBERIA ELECTRICA	1	
15	ALIMENTACION ELECTRICA	1	

3.3. Datos técnicos de la máquina

CARACTERISTICAS	UND	VALOR
Espesor máximo a cilindrar a 2 mts de largo	mm	6,35
Diámetro mínimo a cilindrar	mm	250
Diámetro de los rodillos	mm	152,4
Longitud máxima de cilindrado	mm	2000
Potencia del sistema	hp	4
Velocidad de rotación de los rodillos	RPM	10
Amperaje nominal del equipo	A	10

ANEXO G. Planos