

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE – QUITO

FACULTAD DE INGENIERÍAS

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOBLADORA DE
TUBOS HIDRÁULICA CON ACCIONAMIENTO AUTOMÁTICO**

AUTOR:

Giovanny Patricio Moreno Flores

DIRECTOR:

Ing. Fabio Obando

Quito - Ecuador

Agosto 2013

ABSTRACT

The main objective of this work is to design and build a hydraulic tube bending machine with automatic activation.

Chapter I: Theoretical framework, general information is collected for the process and procedure of tube bending, bending the different methods with their particular characteristics, in addition to the mechanical system, hydraulic and electrical that can intervene in a hydraulic pipe bending machine. For each system will be a brief description of their respective elements.

Chapter II: STUDY AND SELECTION OF ALTERNATIVES, description will be made of three alternatives, each will be detailed in their advantages and disadvantages, with the information obtained will be an analysis table where you compare and evaluate the proposed alternatives, the option that meets the characteristics and requirements requested by the sponsor will be the selected alternative for the design and construction of the machine.

Chapter III: DETERMINATION OF FORCE IN THE BENT, in this chapter is will be made an analysis of the loads that influence the bending, the same that will be the reference for the calculation and selection of the elements of the mechanical system and hydraulic system. With the system power demand will select the elements that make up the electrical control system.

Chapter IV: COSTS, will be analyzed the direct and indirect costs that directly influence the real value that will have the construction of the machine, in direct costs will detail the cost of materials, equipment, labor, use of machinery and equipment, in indirect costs give you a percentage of the total direct costs for both contingencies that arise at the time of construction and also will take into account the engineering (design) that was used to development the project.

Chapter V: CONSTRUCTION AND ASSEMBLY, in this chapter will detail the construction and installation of the elements and accessories mechanical, hydraulic and electrical that will make up the machine

Chapter VI: Conclusions and recommendations, in this chapter summarized the results of research in addition to compliance the goals set at the beginning of the project, in based on the conclusions raised, raises the most appropriate recommendations.

For system design, machine assembly, 3D modeling and projection of planes was made in the program Autodesk Inventor 2013. The advantage of using this program is the animation of moving parts and the visualization of the machine in three dimensions.

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Yo Giovanni Patricio Moreno Flores, declaro bajo juramento que el proyecto de titulación denominado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOBLADORA DE TUBOS HIDRÁULICA CON ACCIONAMIENTO AUTOMÁTICO”**, ha sido desarrollado en base a una exhaustiva investigación, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría y el producto final obtenido mediante este proyecto es propiedad de la empresa auspiciante.

En virtud de esta declaración, me responsabilizó del contenido, veracidad y alcance del proyecto de titulación en mención.

GIOVANNY PATRICIO MORENO FLORES

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente proyecto de titulación fue desarrollado por el señor Giovanni Patricio Moreno Flores bajo mi dirección y cumple con todos los reglamentos y requerimientos establecidos por la Universidad Politécnica Salesiana.

Atentamente,

Ing. FABIO OBANDO
DIRECTOR DE TESIS

AGRADECIMIENTO

A Dios por darme la vida y hacer posible que cada sueño se haga una realidad, además de bendecirme con una familia tan linda y ejemplar.

A mis padres, en especial a mi mamá quien me han sabido inculcar desde muy pequeño valores y responsabilidades y que hoy están reflejados en mí, al ser una persona de bien con valores muy altos y propósitos muy claros en la vida.

A mi hermana Alexandra a mi tía Carmen y a mi tío Luis quienes han sido un apoyo incondicional durante mi vida y carrera profesional.

A mi abuela Sarita que con su cariño y apoyo ha sido un pilar importante en mi vida.

A mi abuelito Segundo, aunque ya no esté con nosotros siempre lo llevo presente en mi vida.

A mis amigos y compañeros por el apoyo mutuo y los momentos compartidos.

Al Ing. Fabio Obando por su aporte y colaboración en la realización de este proyecto.

El más sincero agradecimiento a la Universidad Politécnica Salesiana, en especial a la Carrera de Ingeniería Mecánica, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una personas útil a la sociedad.

A la empresa FERROMÉDICA que ha confiado en mí, auspiciando la construcción del presente proyecto.

Giovanny Moreno Flores

DEDICATORIA

Esta tesis la dedico especialmente a mi Madre Fanny ya que siempre ha sabido brindarme su apoyo constante y su amor incondicional.

A mi padre Manuel, a mi hermana Alexandra, a mis tíos Luis y Carmen, a mi Abuelita Sarita y en si a todas las personas que confiaron en mí, gracias a ellos y a sus ejemplos de valor, confianza, esfuerzo, dedicación que son indispensables para obtener un propósito en la vida.

A mis amigos con quienes compartí mi vida estudiantil.

Giovanny Moreno Flores

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	i
TEMA	ii
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	ii
JUSTIFICACIÓN	iii
OBJETIVOS	iv
ALCANCE	v
RESUMEN.....	vi

CAPITULO I

1. MARCO TEÓRICO.....	1
1.1. EL DOBLADO	1
1.2. PROCESO DE DOBLADO.....	1
1.3. PROCEDIMIENTO DEL DOBLADO.....	3
1.4. PARTES DE UNA DOBLADORA HIDRÁULICA.....	3
1.4.1. SISTEMA HIDRÁULICO.....	3
1.4.1.1. Bomba	4
1.4.1.2. Tuberías.....	4
1.4.1.3. Depósito	5
1.4.1.4. Válvulas.....	5

1.4.1.5.	Cilindros	5
1.4.2.	SISTEMA ELÉCTRICO.....	5
1.4.2.1.	Fusibles	6
1.4.2.2.	Contactador	6
1.4.2.3.	Relé térmico	6
1.4.2.4.	Interruptor	6
1.4.2.5.	Motor eléctrico	6
1.4.3.	SISTEMA MECÁNICO	7
1.4.3.1.	Engranajes o ruedas dentadas.....	7
1.4.3.2.	Ejes	7
1.4.3.3.	Perfiles estructurales	8
1.4.3.4.	Elementos de sujeción.....	8
1.4.3.5.	Matrices.....	8
1.5.	MÉTODOS DE DOBLADO.....	9
1.5.1.	Doblado por compresión	9
1.5.2.	Doblado por arrastre.....	10
1.5.3.	Doblado por prensado con cabezal	11

CAPITULO II

2.	ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	13
2.1.	ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	13

2.1.1.	Alternativa 1.- Dobladora de tubos manual	13
2.1.2.	Alternativa 2.- Dobladora de tubos electromecánica	15
2.1.3.	Alternativa 3.- Dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático	16
2.2.	ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA MÁS ADECUADA	18
2.2.1.	Análisis de alternativas	18

CAPÍTULO III

3.	DETERMINACIÓN DE LA FUERZA EN EL CURVADO	20
3.1.	ANÁLISIS DE LAS CARGAS EN EL CURVADO.	20
3.2.	CÁLCULO DEL MOMENTO PLÁSTICO	22
3.3.	CÁLCULO DE LA FUERZA DE DOBLADO.....	23
3.4.	CÁLCULO DEL TORQUE.....	25
3.5.	CÁLCULO DEL EJE PRINCIPAL.....	25
3.5.1.	Cálculo del diámetro del eje principal	36
3.5.2.	Cálculo del diámetro del eje en el punto de menor sección.....	37
3.6.	CÁLCULO DEL EJE SECUNDARIO.....	39
3.6.1.	Determinación de las fuerzas en el eje secundario.....	39
3.6.2.	Cálculo del diámetro del eje secundario	42
3.6.3.	Cálculo del diámetro del eje secundario	46
3.7.	DISEÑO DE ENGRANAJES	47
3.7.1.	Cálculo de la potencia requerida	47

3.7.2.	Diseño del engranaje	48
3.7.2.1.	Diseño por flexión.....	49
3.7.2.2.	Diseño por desgaste superficial.....	52
3.8.	DISEÑO DEL BRAZO GIRATORIO.....	56
3.9.	DISEÑO DE CHAVETAS Y ESTRIADOS	61
3.9.1.	Cálculo del estriado para el eje principal	63
3.9.2.	Selección de la chaveta para el eje secundario.....	68
3.10.	DISEÑO DEL APOYO PRINCIPAL.....	69
3.10.1.	Diseño del pasador	69
3.11.	Diseño del dado o matriz de conformado	72
3.12.	Diseño de la guía principal.....	72
3.13.	Diseño de las Placas de Soporte.....	73
3.14.	Selección de rodamientos.....	74
3.14.1.	Selección de rodamientos para el eje principal	75
3.15.	SISTEMA HIDRÁULICO.....	78
3.15.1.	Cilindro hidráulico principal	81
3.15.2.	Cilindros hidráulicos secundarios	84
3.15.3.	Cálculo del caudal del sistema	88
3.15.4.	Cálculo del caudal de la bomba	88
3.15.5.	Selección de las electroválvulas direccionales.....	89

3.15.6.	Selección de la válvula limitadora de presión.....	90
3.15.7.	Selección de la tubería	90
3.15.7.1.	Pérdidas de presión en la tubería.....	91
3.15.8.	Selección de la bomba.....	94
3.15.9.	Selección de los manómetros	96
3.15.10.	Depósito	97
3.15.10.1.	Dimensionamiento del depósito.....	98
3.16.	SISTEMA ELÉCTRICO.....	99
3.16.1.	Selección del motor eléctrico	100
3.16.2.	Selección de los componentes del sistema eléctrico	102
3.16.2.1.	Selección del breaker trifásico industrial	102
3.16.2.2.	Selección del contactor	103
3.16.2.3.	Selección de los elementos para el sistema de control.....	104
3.17.	ESTRUCTURA BASE	104
3.17.1.	Cálculo de la estructura base.....	106

CAPÍTULO IV

4.	COSTOS	110
4.1.	COSTOS DIRECTOS	110
4.1.1.	Costos de materiales y componentes mecánicos e hidráulicos	110
4.1.2.	Costos de materiales y accesorios para el sistema de control eléctrico. ..	117

4.1.3.	Costos por mano de obra.....	118
4.1.4.	Costos por maquinaria y equipos utilizados.....	118
4.1.5.	Costos directos totales.....	119
4.2.	COSTOS INDIRECTOS.....	119
4.3.	COSTOS TOTALES.....	120

CAPÍTULO V

5.	ELABORACIÓN DE PLANOS, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	121
5.1.	ELABORACIÓN DE PLANOS	121
5.2.	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	121
5.2.1.	Estructura base	122
5.2.2.	Central hidráulica	123
5.2.3.	Mecanismo	126
5.2.4.	Cilindros hidráulicos	128
5.2.5.	Matricería	129
5.2.6.	Elemento de fijación de la matriz.....	130
5.2.7.	ENSAMBLE GENERAL DE LA MÁQUINA.....	131

CAPÍTULO VI

6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	134
6.1.	Conclusiones	134
6.2.	Recomendaciones.....	135

GLOSARIO	137
BIBLIOGRAFÍA	139
ANEXOS	141

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Productos semi-manufacturados obtenidos por doblado	1
Figura 1.2. Naturaleza de un doblado metálico.....	2
Figura 1.3. Circuito Hidráulico	4
Figura 1.4. Esquema del doblado por compresión.....	9
Figura 1.5. Esquema del doblado por Arrastre	10
Figura 1.6. Esquema del doblado por Prensado con cabezal	11
Figura 2.1. Dobladora de tubos manual	14
Figura 2.2. Dobladora de tubos electromecánica.....	15
Figura 2.7. Dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático	17
Figura 3.1. Disposición inicial de la dobladora.	20
Figura 3.2. Disposición de la dobladora en el proceso de doblado.....	21
Figura 3.3. Viga simplemente apoyada.....	21
Figura 3.4. Diagrama de cuerpo libre de la viga.....	22
Figura 3.5. Esquema de elementos acoplados al eje	26
Figura 3.6. Esquema y diagrama del cuerpo libre del eje principal.....	27
Figura 3.7. Cargas aplicadas al eje principal en el plano x-y.....	29
Figura 3.8. Diagramas de corte, momentos y torsión del eje principal plano x-y	31
Figura 3.9. Cargas aplicadas al eje principal en el plano x-z.....	32
Figura 3.10. Diagramas de corte y momentos del eje principal plano x-z.....	34
Figura 3.11. Esquema de elementos acoplados al eje	39
Figura 3.12. Análisis de fuerzas del eje secundario.....	40
Figura 3.13. Esquema y diagrama del cuerpo libre del eje secundario.....	42
Figura 3.14. Cargas aplicadas al eje secundario	43
Figura 3.15. Diagramas de corte y momentos del eje secundario.....	45
Figura 3.16. Brazo giratorio	56
Figura 3.17. Diagrama del cuerpo libre brazo giratorio.....	57
Figura 3.18. Sección transversal del material seleccionado.....	58
Figura 3.19. Sección transversal del brazo giratorio.....	60
Figura 3.13. Chavetas y estriados	62
Figura 3.20. Dimensiones generales de una chaveta.....	68
Figura 3.21. Apoyo principal	69

Figura 3.22. Fuerzas actuantes en el pasador.....	70
Figura 3.23. Dado o matriz de conformado	72
Figura 3.24. Guía principal	73
Figura 3.25. Placa de Soporte	74
Figura 3.26. Rodamientos	74
Figura 3.27. Disposición de los rodamientos en el eje principal	75
Figura 3.28. Disposición de los rodamientos en el eje secundario	77
Figura 3.29. Disposición de los cilindros hidráulicos en la máquina.	79
Figura 3.30. Esquema del circuito hidráulico	80
Figura 3.31. Electroválvulas	89
Figura 3.32. Válvula limitadora de presión.....	90
Figura 3.33. Manguera SAE R2.....	91
Figura 3.34. Bomba de engranajes externos CBD-F312	94
Figura 3.35. Manómetro de 0 – 25 MPa	96
Figura 3.36. Esquema y grafico del depósito.....	97
Figura 3.37. Motor eléctrico Trifásico de inducción.....	100
Figura 3.38. Breaker Trifásico	103
Figura 3.39. Contactor Trifásico	103
Figura 3.40. Elementos de control eléctrico.....	104
Figura 3.41. Estructura base.....	105
Figura 3.42. Disposición de cargas en la estructura base.....	106
Figura 3.43. Tensión de Von Mises	108
Figura 3.44. Desplazamiento máximo	108
Figura 3.45. Factor de seguridad.....	109
Figuras 5.1. Estructura base	123
Figuras 5.2. Depósito	123
Figura 5.3. Soporte de la bomba	124
Figura 5.4. Acoplamiento motor – bomba	124
Figura 5.5. Accesorios hidráulicos.....	125
Figuras 5.6. Central hidráulica	125
Figuras 5.7. Placas de soporte	126
Figuras 5.8. Ejes, engranajes y cremallera.....	127
Figuras 5.9. Montaje mecanismo	127
Figuras 5.10. Brazo Giratorio.....	128

Figuras 5.11. Cilindros Hidráulicos	129
Figuras 5.12. Complemento cilindro de ajuste	129
Figura 5.13. Matricería.....	130
Figuras 5.14. Elemento fijación matriz	130
Figura 5.15. Montaje sistema hidráulico a la estructura base	131
Figura 5.16. Montaje del mecanismo y cilindros hidráulicos secundarios	131
Figura 3.17. Montaje del cilindro hidráulico principal	132
Figura 3.18. Colocación del tablero eléctrico de control	132
Figura 3.19. Ensamble final	133

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N° 1 Radios mínimos recomendados para el doblado	11
Tabla N° 2 Análisis de alternativas.....	18
Tabla N° 3 Interpolación para encontrar el factor de forma	51
Tabla N° 4 Interpolación dureza superficial	55
Tabla N° 5 Propiedades del acero ASTM A-36.....	106
Tabla N° 6 Resultados obtenidos mediante la simulación.....	107
Tabla N° 7 Detalle de costos individuales de los componentes mecánicos e hidráulicos	110
Tabla N° 8 Costo total de componentes mecánicos e hidráulicos	116
Tabla N° 9 Costo total de materiales y accesorios para el sistema de control eléctrico	117
Tabla N° 10 Costos por mano de obra	118
Tabla N° 11 Costos por maquinaria y equipos utilizados.....	118
Tabla N° 12 Costos directos totales	119
Tabla N° 13 Costos indirectos	120
Tabla N° 14 Costos totales.....	120

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: Datos técnicos

ANEXO B: Manual de instrucciones

ANEXO C: Facturas y proformas

ANEXO D: Planos de la máquina

INTRODUCCIÓN

Desde los inicios de la revolución industrial, hubo un enorme cambio en la producción de bienes, los procesos que antes se realizaban en forma manual y artesanal, fueron reemplazados por la aparición de máquinas convencionales, las mismas que facilitaron la producción en serie, ayudando a la creación de nuevos productos en un menor tiempo y sin mucho esfuerzo para el ser humano.

Desde su creación estas máquinas han sido de gran utilidad para la industria, sin embargo por ser operadas con la ayuda del ser humano, los procesos no son muy exactos, suelen ocurrir errores durante el proceso de curvado, lo que involucra un desperdicio de material, de tiempo y dinero.

En la actualidad los procesos de producción cuentan con un cierto grado de automatización, lo cual resulta conveniente para las empresas ya que representa menor tiempo de producción, más disponibilidad de trabajo en las máquinas, mayor precisión en los trabajos, resultando de esta manera mayores beneficios económicos para la empresa.

En vista de la nueva tendencia tecnológica surge la idea de diseñar y construir una máquina dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático con el fin de optimizar el proceso del doblado de tubos en la empresa FERROMÉDICA. Con la implementación de la mencionada máquina se pretende obtener dobleces exactos, con un menor tiempo de ejecución lo que permitirá aumentar la eficiencia y productividad en la empresa.

TEMA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOBLADORA DE TUBOS HIDRÁULICA CON ACCIONAMIENTO AUTOMÁTICO”

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El departamento de producción de la Industria FERROMÉDICA CIA LTDA., tiene a su cargo el área de perfilería donde el doblado de tubos es uno de sus principales procesos para la fabricación de muebles metálicos y mobiliario hospitalario, los principales problemas que se tiene al realizar este proceso de producción se detallan a continuación:

- Se necesita emplear varios operarios para realizar los dobleces.
- Los dobleces se realizan de forma manual lo que provoca faltas de precisión en los dobleces.
- Al momento de realizar varios dobleces en una misma pieza se tiene errores típicos como ángulo de curvatura incorrecto, arrugas en el tubo.
- El proceso de doblado de tubos es muy demoroso ya que se cuenta solo con dobladoras manuales.

JUSTIFICACIÓN

El presente proyecto nace de la necesidad real de la empresa “FERROMÉDICA” ubicada en la ciudad de Quito, que requiere el diseño y construcción de una máquina dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático, con la finalidad de optimizar la producción y además garantice un funcionamiento adecuado para satisfacer las necesidades de la empresa.

La construcción de una máquina dobladora de tubos se ha considerado como la mejor opción ya que resolverá los problemas que representa el método de doblado de tubos manual como lo son; utilización de varios operarios, elevados tiempos de producción, errores en el proceso de doblado que ocasionan desperdicios y la final encarecen el proceso, para lo cual dicha máquina constará de una central hidráulica, tres actuadores hidráulicos, mecanismos de conversión de movimiento lineal a movimiento giratorio, mandos eléctricos (pulsadores, sensores inductivos o fines de carrera) para la regulación del ángulo de curvado.

La implementación de esta máquina se realizará en el área de Perfilería de la Empresa “FERROMÉDICA” brindando de esta manera mejores condiciones de trabajo y de seguridad al operario, además de una gran motivación ya que se realizará el trabajo de una manera más sencilla con más precisión y menos desperdicios de material, lo cual dará a la larga, grandes beneficios económicos a la empresa.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y construir una máquina dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Cumplir con los requerimientos dispuestos por la empresa “Ferromédica”, tanto en el diseño como en la construcción, asegurando su adecuado funcionamiento.
- Realizar el diseño y la construcción de los elementos mecánicos de manera que su mantenimiento no resulte demasiado complicado y costoso.
- La máquina debe tener la capacidad de doblar tubos de Ø19 mm hasta Ø50 mm con espesores de 1.2 mm hasta 2mm.
- Optimizar el proceso de doblado de tubos obteniendo de 3 a 5 dobleces por minuto.
- Reducir costos y disminuir el tiempo de producción en el proceso de doblado de tubos.

ALCANCE

- La máquina tendrá la capacidad de doblar tubos de hasta 38 mm o 1 1/2 pulgadas por 2mm de espesor estará provista de una central hidráulica impulsada por una bomba hidráulica de desplazamiento positivo, el actuador que ejercerá el trabajo será un cilindro hidráulico de doble efecto y la manera de regular el ángulo de curvado será mediante topes eléctricos (sensores o fines de carrera).
- El peso aproximado de la máquina serán 500 kg aproximadamente.
- El diseño de los elementos mecánicos se los realizará de acuerdo a un previo estudio y análisis de cargas que actúan en el momento del doblado, dicho análisis es de suma importancia para garantizar el correcto dimensionamiento y funcionalidad de los elementos mecánicos a utilizarse.
- El sistema hidráulico estará provisto de una central hidráulica, de un conjunto motor- bomba, de una válvula electro-hidráulica, un cilindro hidráulico, una válvula limitadora de presión, reguladores de caudal, manómetros, acoples y mangueras. Para la selección de los elementos mencionados se realizarán los cálculos respectivos para determinar la capacidad (rango) de operación de los mismos.
- Se contará con un sistema eléctrico de control el cual permitirá la regulación de la carrera del cilindro hidráulico y por ende la regulación del ángulo de curvatura y de esta manera se obtendrá un doblado exacto del tubo, la carga y descarga del tubo se realizará de manera manual.
- Se elaborará los planos para la obtención y realización de la máquina dobladora hidráulica de tubos siendo estos planos de despiece, de conjunto y de montaje.
- También constará de un manual de operaciones, manual de mantenimiento, los cuales facilitarán al operario el buen manejo y mantenimiento de la máquina, de esta manera se obtendrá una vida útil y duradera de la máquina.

RESUMEN

El objetivo principal del presente trabajo es diseñar y construir una máquina dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático.

Capítulo I: MARCO TEÓRICO, se recopila la información general correspondiente al proceso y procedimiento del doblado de tubos, los diferentes métodos de doblado con sus características particulares, además del sistema mecánico, hidráulico y eléctrico que pueden intervenir en una máquina dobladora hidráulica de tubos. Para cada sistema se realizará una breve descripción de sus respectivos elementos.

Capítulo II: ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS, se realizará la descripción de tres alternativas, en cada una se detallará sus ventajas y desventajas, con la información obtenida se realizará una tabla de análisis donde se comparará y valorará las alternativas propuestas, la opción que cumpla las características y requerimientos solicitados por el auspiciante será la alternativa seleccionada para el diseño y construcción de la máquina.

Capítulo III: DETERMINACIÓN DE LA FUERZA EN EL CURVADO, en este capítulo se realizará un análisis de las cargas que influyen en el curvado, las mismas que serán la referencia para el cálculo y selección de los elementos que constituyen el sistema mecánico y sistema hidráulico. Con la potencia demandada por sistema se procederá a la selección de los elementos que conformarán el sistema de control eléctrico.

Capítulo IV: COSTOS, se analizarán los costos directos e indirectos que influyen directamente en el valor real que tendrá la construcción de la máquina, en los costos directos se detallará el costo por materiales, accesorios, mano de obra, empleo de maquinaria y equipos, en los costos indirectos se dará un porcentaje del total de los costos directos tanto para los imprevistos que surgen al momento de la construcción como también se tomará en cuenta la ingeniería (diseño) que se empleó para el desarrollo del proyecto.

Capítulo V: CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE, en este capítulo se detallará la construcción y montaje de los elementos y accesorios mecánicos, hidráulicos y eléctricos que conformarán la máquina.

Capítulo VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES, en este capítulo se resumen los resultados de la investigación además del cumplimiento de los objetivos planteados al comienzo del proyecto, en base a las conclusiones planteadas se realizan las recomendaciones que más lo ameriten.

Para el diseño de sistema, el ensamble de la máquina, el modelado en 3D y la proyección de planos se realizó en el programa Autodesk Inventor versión 2013. La ventaja que presenta el empleo de este programa es la animación de las partes móviles y la visualización de la máquina en tres dimensiones.

CAPITULO I

1. MARCO TEÓRICO

1.1. EL DOBLADO

El doblado es una transformación de materiales plásticamente deformables, en estado frío o caliente. La conformación tiene lugar sin pérdida de material, es decir, no se producen separaciones y conserva la integridad del material.

El doblado se utiliza para transformar chapas, alambres, barras, perfiles y tubos. En la figura 1.1 se puede observar los productos obtenidos mediante este proceso.



Figura 1.1. Productos semi-manufacturados obtenidos por doblado

Fuente: Metalotecnia fundamental de DietmarFalk

1.2. PROCESO DE DOBLADO

El doblado de metales es un proceso que ocurre al aplicarle a un metal de superficie recta esfuerzos superiores al límite elástico, en una dirección diferente al eje neutral del material, así se consigue una deformación plástica permanente en forma de curva. Ver figura 1.2.

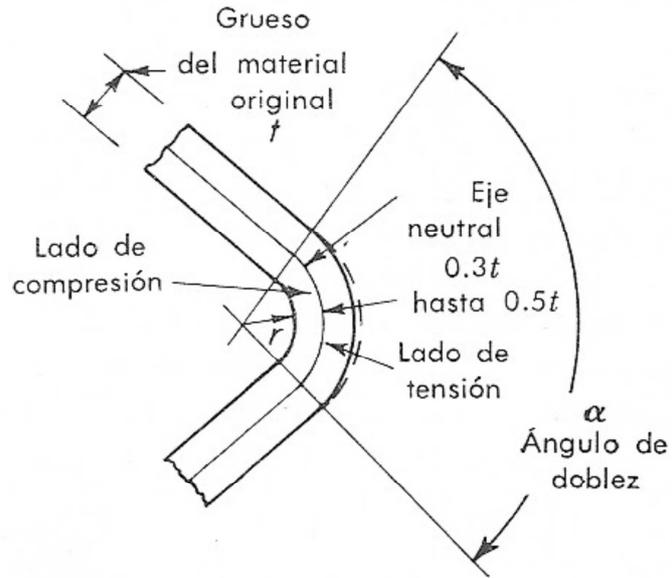


Figura 1.2. Naturaleza de un doblado metálico

Fuente: (DOYLE, 1980, p. 336)

A pesar de esto, el metal al cual se le haya aplicado un esfuerzo más allá del límite elástico es capaz de manifestar cierta cantidad de recuperación elástica. Si se hace un doblado hasta cierto ángulo puede esperarse que regrese hasta un ángulo un poco menor cuando se deja libre el material. Este retroceso es mayor para radios más pequeños, materiales más gruesos, ángulos de doblado más grandes y materiales endurecidos. Por lo general se devuelven entre 2° y 4° .

Al realizar dobleces en los metales es recomendable realizar el trabajo en frío, a temperatura ambiente evitando calentar el material, ya que aunque esto puede incrementar su plasticidad, también provoca que la estructura interna se cristalice y disminuya la resistencia mecánica del elemento.

Al deformar un metal en frío a medida que aumenta el trabajo se requiere más fuerza y la dureza del material se incrementa, sin embargo se debe tener especial cuidado en no sobrepasar el esfuerzo de ruptura del material porque a partir de este esfuerzo el metal se rompe.

1.3. PROCEDIMIENTO DEL DOBLADO

Se procede a colocar el material o pieza metálica base como chapas, varillas, tubos o perfiles en la máquina y mediante el accionamiento de esta se conforma hasta alcanzar las dimensiones y formas deseadas.

Para la realización del doblado se utilizan diferentes máquinas tales como plegadoras de chapa, dobladoras de varilla o dobladoras de tubo.

Generalmente, el accionamiento y la alimentación de la máquina es manual pieza a pieza. En algunos casos se utilizan sistemas de alimentación automático, partiendo de un material metálico continuo para proceder a múltiples doblados sin tener que desmontar la pieza.

1.4. PARTES DE UNA DOBLADORA HIDRÁULICA

La dobladora hidráulica está constituida por las siguientes partes fundamentales:

- Sistema Hidráulico
- Sistema Eléctrico
- Sistema Mecánico

1.4.1. SISTEMA HIDRÁULICO

Este sistema es una combinación de elementos que hacen posible el giro de la matriz mediante el empuje del vástago a una presión y con fuerza tal que permita la deformación permanente de las piezas a ser trabajadas, en la figura 1.3 se puede observar los elementos indispensables en un sistema hidráulico.

Un sistema hidráulico está constituido por:

- Una bomba o elemento capaz de generar caudal.

- Tuberías para transportar el fluido hacia los cilindros.
- Un depósito con cantidad suficiente de líquido como para abastecer el circuito.
- Válvulas para el direccionamiento del fluido.
- Los cilindros o motores

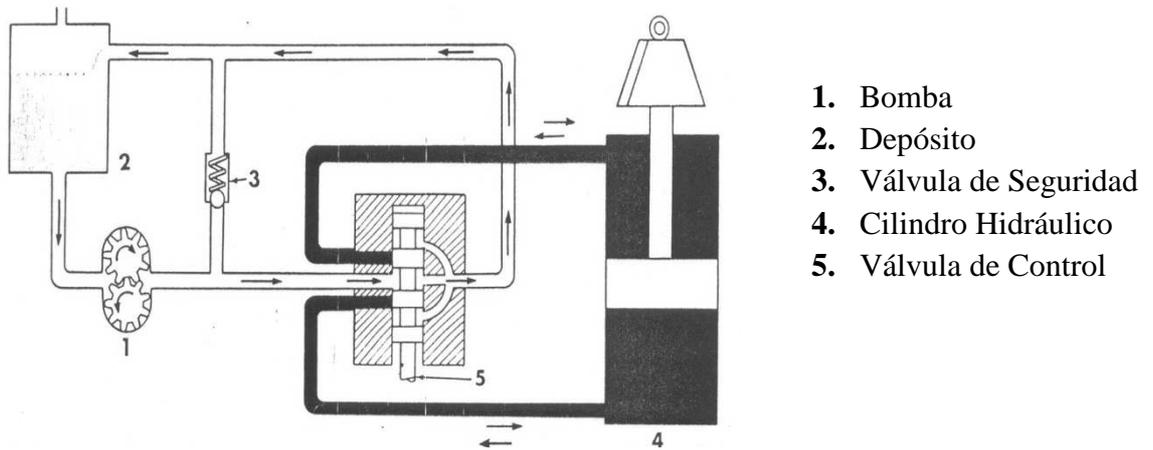


Figura 1.3. Circuito Hidráulico

Fuente: Oleohidráulica de Serrano Nicolás

1.4.1.1. Bomba

Se emplean para impulsar el fluido (generador de caudal), aportándole presión, y vencer la resistencia de la carga. Transforman energía mecánica en energía hidráulica.

1.4.1.2. Tuberías

La instalación de tuberías en circuitos hidráulicos es de suma importancia, ya que una tubería incorrecta puede dar lugar a una gran pérdida de potencia o a una polución nociva del aceite.

Los sistemas hidráulicos usan principalmente dos tipos de tuberías: tubería de acero y manguera flexible.

1.4.1.3. Depósito

Es un recipiente destinado a almacenar y re-circular el aceite del circuito, compensar posibles fugas leves también funciona como regulador térmico, filtrador del aceite contra impurezas decánta, desemmulsiona y desairea el aceite.

1.4.1.4. Válvulas

El control de un circuito se realiza mediante válvulas distribuidoras, reguladoras de presión, reguladoras de caudal, etc. Por medio de ellas se regula la presión, se distribuye el aceite, se regula el caudal, se regula la potencia que debe transmitir la instalación procurando que las pérdidas sean mínimas (máximo 4 %).

1.4.1.5. Cilindros

Los cilindros o motores son actuadores lineales, utilizados para convertir la fuerza hidráulica en fuerza o movimiento mecánico lineal. Aunque los cilindros producen un movimiento lineal, pueden aplicarse en una variedad de funciones produciendo un movimiento final rotatorio, o en combinaciones lineales y rotatorias. Además, por intermedio de palancas y uniones se puede lograr multiplicar o reducir fuerza o aumentar o disminuir velocidad.

1.4.2. SISTEMA ELÉCTRICO

Este sistema es la combinación de elementos que controlan el accionamiento de la máquina empezando por el arranque del motor hasta el sistema de control automático de la máquina. Un sistema eléctrico dispone de al menos fusibles, contactor, relé térmico, interruptores, motor eléctrico.

1.4.2.1. Fusibles

El fusible es un dispositivo utilizado para protección de circuitos eléctricos y electrónicos, contra sobre cargas y corto circuitos, permite el paso de la corriente mientras ésta no supere su valor establecido de protección.

1.4.2.2. Contactor

Un contactor es un dispositivo con capacidad de cortar la corriente eléctrica de un receptor o instalación con la posibilidad de ser accionado a distancia, a través de la bobina que lleva incorporada internamente.

1.4.2.3. Relé térmico

El relé térmico es el aparato más utilizado para proteger los motores contra las sobrecargas débiles y prolongadas. Se pueden utilizar en corriente alterna o continua.

1.4.2.4. Interruptor

Un interruptor eléctrico es un dispositivo utilizado para desviar o interrumpir el curso de una corriente eléctrica. En el mundo moderno las aplicaciones son innumerables, van desde un simple interruptor que apaga o enciende un bombillo, hasta un complicado selector de transferencia automático de múltiples capas controlado por computadora.

1.4.2.5. Motor eléctrico

Un motor eléctrico es una máquina eléctrica que transforma la energía eléctrica en energía mecánica por medio de campos magnéticos. Son ampliamente utilizados en instalaciones industriales, comerciales y particulares. Pueden funcionar conectados a una red de suministro eléctrico o a baterías.

1.4.3. SISTEMA MECÁNICO

Este sistema es la combinación de los elementos esenciales para la transmisión de potencia y los elementos que complementan el doblez.

Entre los elementos necesarios que conforman el sistema mecánico están los siguientes:

- Engranajes
- Ejes
- Perfiles estructurales
- Rodamientos
- Elementos de Sujeción
- Matrices

1.4.3.1. Engranajes o ruedas dentadas

Se denomina engranaje o ruedas dentadas al mecanismo utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina. Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina “rueda” y la menor “piñón”. Un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas. Una de las aplicaciones más importantes de los engranajes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como puede ser un motor de combustión interna o un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo. Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina “tren de engranajes”.

1.4.3.2. Ejes

Un eje es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Constituyen el eje de rotación

de elementos como engranajes, poleas, volantes de inercia, manivelas y elementos similares y además controla la geometría de su movimiento.

1.4.3.3. Perfiles estructurales

La estructura soportante de la máquina será construida mediante perfiles estructurales tales como; ángulos, correas, platinas, tubos estructurales, etc.

La estructura soportante será la encargada de soportar el peso de los elementos mecánicos y esfuerzos que se producirán al momento que realice el trabajo la máquina, además de proporcionar la solidez necesaria.

1.4.3.4. Elementos de sujeción

Los elementos mecánicos de sujeción son muy importantes en la construcción de máquinas y productos manufacturados. Hay dos tipos de sujetadores: permanentes y desmontables. Los remaches y las soldaduras son sujetadores permanentes. Los pernos, los tornillos, espárragos, tuercas, pasadores, anillos y chavetas son sujetadores desmontables.

Debido al proceso de la industria, ha sido necesario normalizar los dispositivos de sujeción y se han desarrollado características y nombres definidos para sus aplicaciones.

1.4.3.5. Matrices

Las matrices son los elementos indispensables para el conformado de los dobleces, tienen la forma del tubo y su función es brindar un apoyo solidario y contrarrestar los esfuerzos ocasionados al momento de ejercer el doblado. De esta manera el tubo mantiene su forma en toda la trayectoria del doblado.

1.5. MÉTODOS DE DOBLADO

Los tubos se doblan por muchas razones. Un motivo frecuente es la necesidad de transportar líquidos, otra razón es permitir la expansión o contracción de sistemas de tubería. Las espirales para la transferencia de calor y los componentes tubulares para calderas que requieren doblado. Las piezas tubulares se usan con frecuencia como componentes estructurales en vehículos y máquinas, muebles, rieles, manijas, etc. Los métodos comunes de doblado son los siguientes:

- Doblado por compresión.
- Doblado por arrastre
- Doblado por prensado con cabezal

1.5.1. Doblado por compresión

La pieza de trabajo se sujeta y dobla alrededor de un dado estacionario con la ayuda de un bloque o un rodillo seguidor. Hay algo más de fuerza de compresión que elongación sobre la pieza de trabajo (aun cuando haya elongación sobre la parte exterior del doblado), y el nombre del método se deriva de este hecho. La figura 1.4 muestra un diagrama del proceso.

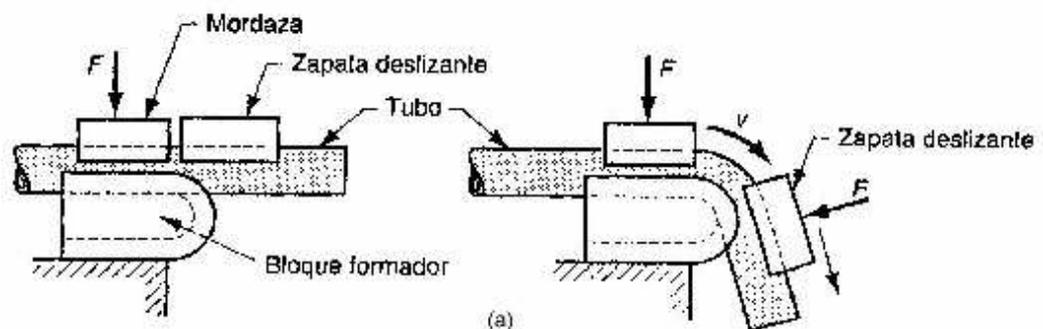


Figura 1.4. Esquema del doblado por compresión

Fuente: <http://materias.fcyt.umss.edu.bo/tecno-II/PDF/cap-332.pdf>

El radio mínimo a la línea de centro para dobleces por compresión es 4 veces el diámetro del tubo. Con tubos de paredes más delgadas y buen soporte puede hacerse dobleces con radios de sólo $2\frac{1}{2}$ veces el diámetro. Los ángulos de doblado llegan a ser hasta de 170° por doblez. Debido a que hay muy poco alargamiento en la cara exterior, los tubos cromados o pintados pueden doblarse con este método.

1.5.2. Doblado por arrastre

En este método, la pieza de trabajo se sujeta contra un dado que tiene la forma del doblez, como en el doblado por compresión; pero ahora el dado gira jalando la pieza de trabajo por una matriz de presión y, en muchos casos, sobre un mandril, como se muestra en la figura 1.5. Este método es adecuado para tubos de pared delgada, en especial cuando se doblan en radios pequeños, permite un control más estrecho sobre la pieza de trabajo que cualquier otro método de doblado.

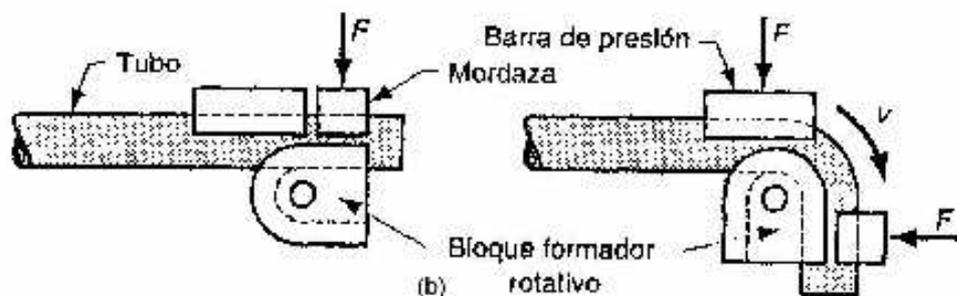


Figura 1.5. Esquema del doblado por Arrastre

Fuente: <http://materias.fcyt.umss.edu.bo/tecno-II/PDF/cap-332.pdf>

Los dobleces por arrastre se hacen cuando las necesidades dimensionales son estrictas (por ejemplo, en la industria aeronáutica) o cuando se requieren dobleces muy cerrados de tubos de pared delgada. Aunque se pueden lograr radios de doblado iguales al diámetro del tubo, éstos requieren un cuidado extraordinario, un mandril interno de perfecto ajuste así como zapatas y matrices exteriores. Pueden hacerse dobleces de hasta 180° . A

continuación en la tabla N° 1, se presentan valores para radios de dobles en función del diámetro del tubo.

Tabla N° 1 Radios mínimos recomendados para el doblado

Diámetro exterior en mm	Espeso de pared mm	Radio mínimo a la línea del centro aproximado (múltiplos del diámetro exterior del tubo)			
		Sin mandril	Mandril redondeado	Mandril plano	Zapata y mandril redondeado
13-24	0.9	6½	2½	3	1½
	1.25	5½	2	2½	1¾
	1.65	4	1½	1.5	1
25-39	0.9	9	3	4½	2
	1.25	7½	2.5	3	1¾
	1.65	6	2	2½	1½
40-54	1.25	8½	3½	4½	2¼
	1.65	7	3	3½	1¾
	2.10	6	2½	3	1½
55-79	1.65	9	3½	4	2½
	2.10	8	3	3½	2¼
	2.80	7	2½	3	2
80-100	2.10	9	3½	4½	3
	2.80	8½	3	4	2½

Fuente: http://www.protubo.com/download/esp_curvamento/02.pdf

1.5.3. Doblado por prensado con cabezal

Con este método, la pieza de trabajo se coloca entre dos soportes y se presiona contra un dado redondo (cabeza o punzón) como se muestra en la figura (1.6). Los dos soportes giran sobre un pivote conforme el cabezal se mueve hacia adelante manteniendo el soporte de la pieza de trabajo.

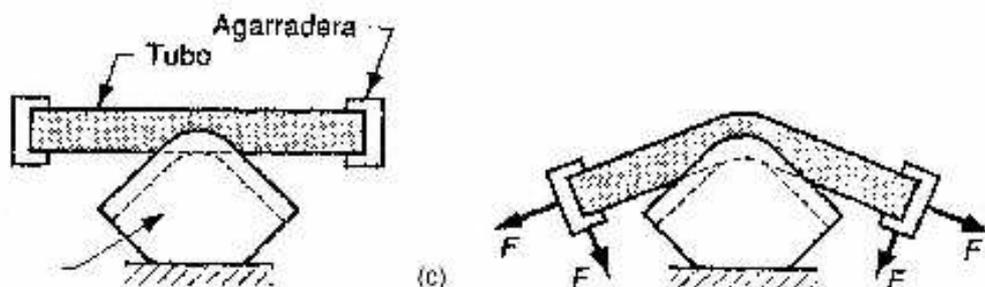


Figura 1.6. Esquema del doblado por Prensado con cabezal

Fuente: <http://materias.fcym.umss.edu.bo/tecno-II/PDF/cap-332.pdf>

Este método, aunque brinda poco control sobre el flujo del metal, es muy rápido, se emplea en aplicaciones donde se utilizan tubos gruesos o perfiles laminados o extruidos, siempre que se permita alguna distorsión en la sección de la pieza de trabajo y que sea importante tener una rápida producción.

Con las máquinas disponibles en la actualidad, el doblado por prensado con cabezal se aplica a tuberías de 10 a 350 mm de diámetro. Este método funciona para dobleces de hasta 165° además, se pueden doblar perfiles extremadamente gruesos.

El radio mínimo de doblado a la línea de centro por este método es 3 veces el diámetro a menos que sean tolerables deformaciones o aplastamientos en la sección doblada (así como en algunas aplicaciones estructurales). Se prefieren los radios de 4 a 6 diámetros.

CAPITULO II

2. ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Para la solución de los problemas mencionados, se plantean algunas alternativas, cada una de ellas presenta una posible solución para satisfacer la necesidad en el proceso del doblado de tubos.

Estas alternativas se guían por las máquinas actualmente existentes en el mercado (consultadas en internet), y los diferentes métodos de doblado de tubos que aplica cada una.

La alternativa seleccionada deberá ajustarse al requerimiento de la empresa auspiciante, la misma que solucionará el problema planteado de una manera óptima garantizando el incremento en la producción de la empresa.

2.1. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Para el efecto, se plantean tres alternativas de solución:

- Alternativa 1: Dobladora de tubos manual
- Alternativa 2: Dobladora de tubos electromecánica
- Alternativa 3: Dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático

2.1.1. Alternativa 1.- Dobladora de tubos manual

Conformada por una palanca manual y un eje de rotación, esta máquina responde en primer momento a la demanda básica de cualquier taller o pequeña industria, en la que se produzcan pocos dobleces por pieza.

La palanca es manual porque en este caso, el operario se encarga de calibrar la máquina para el proceso de curvado, es decir coloca el tubo, determina el ángulo

de curvatura y con sus manos realiza el proceso de doblado y cambia la posición del tubo, si requiere el doblado en otra dirección o se realiza dobleces consecutivos. La figura 2.1, muestra una dobladora de tubo manual.



Figura 2.1. Dobladora de tubos manual

Fuente: <http://www.boletinindustrial.com>

Ventajas

- Bajo costo de fabricación.
- Bajo costo de mantenimiento.
- Bajo costo en la matricería. (dados, guías)
- Facilidad de construcción.

Desventajas

- Poca producción de dobleces
- Utilización de 2 o más operarios, dependiendo el espesor del tubo
- Falta de precisión en el ángulo del dobles.
- Falta de paralelismo o perpendicularidad cuando existen varios dobleces en la misma pieza.

2.1.2. Alternativa 2.- Dobladora de tubos electromecánica

Su innovación reside en la incorporación de un selector eléctrico (fines de carrera) para la regulación del ángulo de curvatura y de un motor eléctrico, el cual es el encargado de proporcionar la fuerza necesaria para realizar el doblado. El operario es el encargado de calibrar la máquina, es decir, realiza la carga del tubo, determina el ángulo de curvatura y mediante mandos eléctricos acciona el motor, que este a su vez realiza el proceso de doblado, una vez que se ha concluido el dobles el operario procede a la descarga del tubo y cambio de posición, si se requiere realizar dobleces en otra dirección o consecutivos.

La transmisión del movimiento del motor al conformador, se lo realiza a través de un embrague mecánico.

La figura 2.2, muestra una dobladora de tubos electromecánica.



Figura 2.2. Dobladora de tubos electromecánica

Fuente: <http://www.tejero.es>

Ventajas

- Precisión en el ángulo de curvado
- Empleo de un operario

- Incremento de producción (2 - 3 dobleces por minuto)

Desventajas

- Alto costo de mantenimiento
- Falta de paralelismo o perpendicularidad cuando existen varios dobleces en la misma pieza.
- Requiere de una red de aire comprimido para el empleo del cilindro neumático.
- Es una máquina grande, ocupa demasiado espacio.
- Alto costo de la matricería (dados, guías, alma).
- Elevado costo del motor, embrague y mecanismos en general
- Dificultad de construcción

2.1.3. Alternativa 3.- Dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático

Esta máquina está provista de una central hidráulica impulsada por una bomba hidráulica de desplazamiento positivo, el actuador que ejercerá el trabajo será un cilindro hidráulico de doble efecto y la manera de regular el ángulo de curvado será mediante topes eléctricos (sensores o fines de carrera), se podrá operar con gran simplicidad debido a la facilidad de carga y descarga del tubo que se lo hará de forma manual, la rápida colocación de las matrices, la fácil regulación del ángulo de curvado que permitirá un doblado exacto y el fácil control a través de sus mandos eléctricos.

La figura 2.3, muestra una Dobladora hidráulica de tubos con accionamiento automático.



Figura 2.7. Dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático

Fuente: <http://www.curvatuboszeziola.com/>

Ventajas

- Empleo de un operario
- Bajo costo en la matriceria. (dados, guías)
- Incremento de producción (3 - 5 dobleces por minuto)
- Precisión en el paralelismo, perpendicularidad y ángulo de curvatura
- Regulación de la fuerza y control de la velocidad al ejecutar el doblado, ya que cuenta con un sistema hidráulico.
- Al ser la máquina de fácil manejo no necesita que el operario tenga mayor experiencia.
- Facilidad de construcción

Desventajas

- El fluido (aceite) es sensible a la contaminación
- Exige un buen mantenimiento debido a la alta presión que se genera en los elementos hidráulicos.
- Las bombas, cilindros, válvulas direccionales y servo válvulas son caras.

2.2. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA MÁS ADECUADA

Para seleccionar la mejor alternativa se debe tomar en cuenta, ventajas, desventajas, sistemas principal de funcionamiento, facilidad de construcción, disponibilidad de repuestos, mantenimiento, maniobrabilidad, seguridad de trabajo, disposición del equipo, calidad del doblado, facilidad de montaje, cantidad de componentes, costo de los elementos de la máquina, grado de automatización.

En la tabla N° 2, se realizará el análisis de la alternativa más efectiva, donde se compararán los tres tipos de dobladoras de tubos antes mencionados.

2.2.1. Análisis de alternativas

Ponderación:

- 0-3 muy difícil, muy malo, muy costoso
- 4-5 difícil, malo, costoso
- 6-8 regular
- 9-10 fácil, bueno, barato

Tabla N° 2 Análisis de alternativas

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	ALTERNATIVAS			
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	IDEAL
Sistemas principal de funcionamiento	5	8	10	10
Facilidad de construcción	10	5	8	10
Disponibilidad de repuestos	5	5	8	10
Mantenimiento	10	7	10	10
Maniobrabilidad	10	8	10	10

Seguridad de trabajo	8	8	10	10
Disposición del equipo	8	7	9	10
Calidad del doblado	7	10	10	10
Facilidad de montaje	10	8	9	10
Cantidad de componentes	10	5	8	10
Costo de los elementos de la máquina	10	5	8	10
Grado de automatización	0	8	8	10
Total	93	84	108	120
Porcentaje (%)	77.5	70	90	100

Fuente: Autor

De la tabla N° 2, se obtiene como conclusiones que las alternativas 1 y 2 con un porcentaje del 77.5% y 70% respectivamente, no se deben considerar como viables, ya que no cumplen satisfactoriamente con los requerimientos y factores requeridos.

De la misma manera se concluye que la alternativa 3 con un porcentaje del 90% cumple de mejor manera los factores planteados y requerimientos, por lo cual es la alternativa seleccionada para el diseño y construcción de la máquina dobladora de tubos.

En conclusión el equipo que se diseña y se construye en el presente proyecto de tesis es una dobladora hidráulica de tubos con accionamiento automático.

CAPÍTULO III

3. DETERMINACIÓN DE LA FUERZA EN EL CURVADO

3.1. ANÁLISIS DE LAS CARGAS EN EL CURVADO.

La disposición de los apoyos y la guía al momento de curvar es esencial, de modo que esto le permitirá deformar el perfil de la manera requerida. En la figura 3.1, se muestra la disposición de los apoyos y la guía.

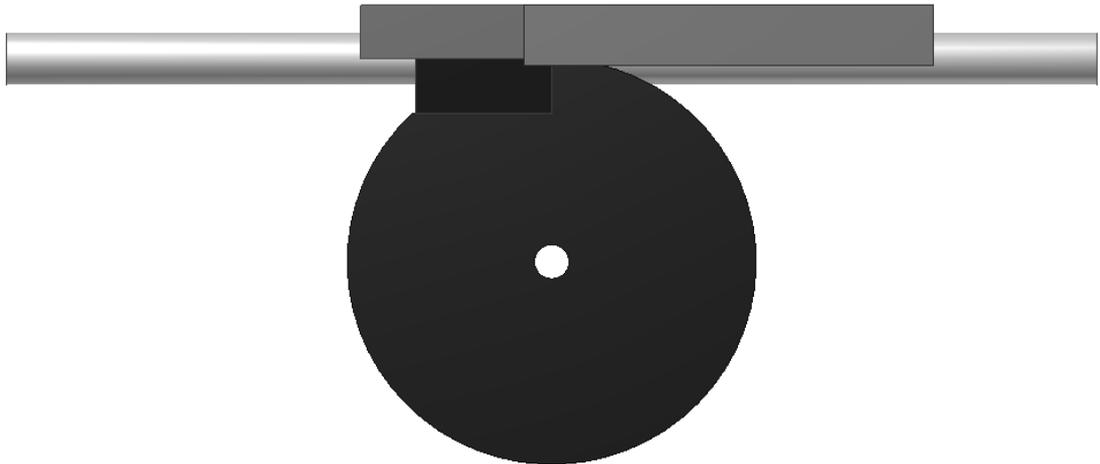


Figura 3.1. Disposición inicial de la dobladora.

Fuente: Autor

Una vez que la guía comienza a girar alrededor del disco moldeador, se comenzará a ejercer una fuerza en el perfil, la cual permitirá deformarlo plásticamente en el proceso de doblado, como se muestra en la figura 3.2.

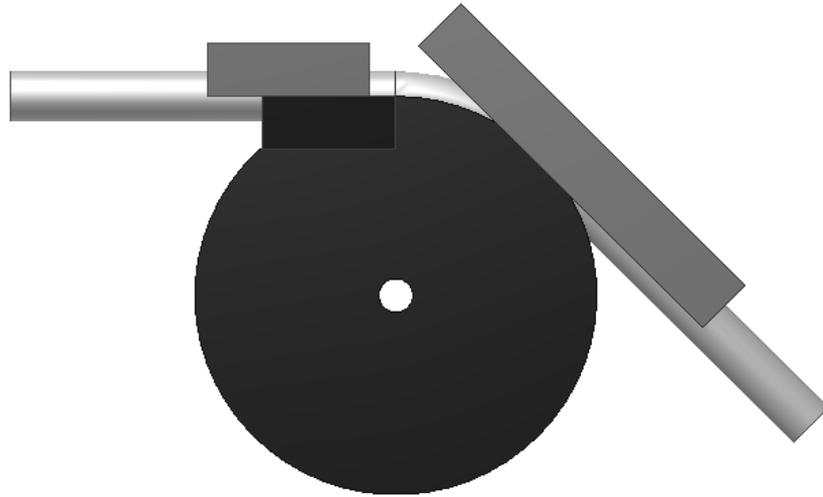


Figura 3.2. Disposición de la dobladora en el proceso de doblado

Fuente: Autor

En la figura 3.3, se muestra una viga simplemente apoyada con una carga en el centro con las respectivas reacciones en los apoyos.

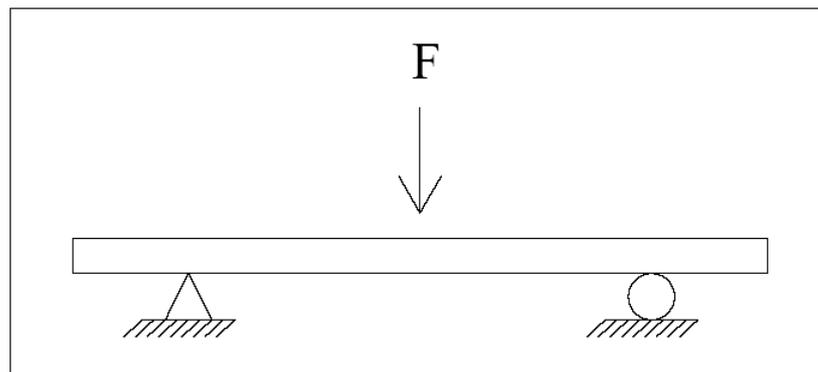


Figura 3.3. Viga simplemente apoyada

Fuente. Autor

De modo que al hacer un diagrama de cuerpo libre de la viga simplemente apoyada, ésta se representa de la siguiente manera. Ver figura 3.4.

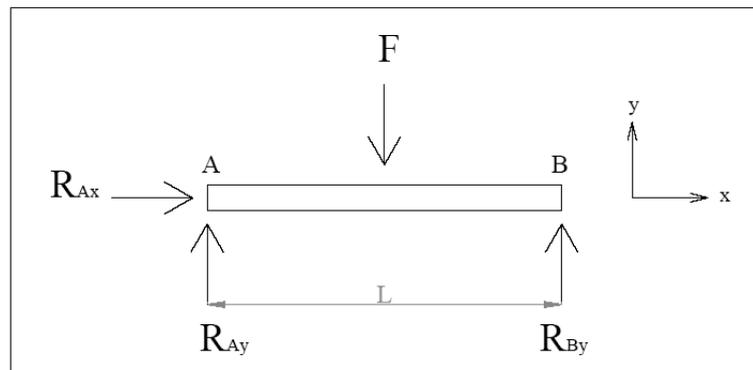


Figura 3.4. Diagrama de cuerpo libre de la viga.

Fuente: Autor

3.2. CÁLCULO DEL MOMENTO PLÁSTICO

Para determinar el momento plástico se utilizará la siguiente fórmula¹:

$$M_p = \frac{3 * \sigma_y * I}{2 * C}$$

(3.1)

Dónde:

M_p = Momento plástico

σ_y = Resistencia a la fluencia o límite de fluencia

C = Distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada

I = Momento de inercia.

¹BUSTAMANTE Héctor, DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE PERFILES, Universidad del BIO-BIO, Facultad de Ingeniería Mecánica, 2010, pág. 15.

Datos:

Material: Acero Inoxidable AISI 304 (Ver en anexo A)

$$\sigma_y = 276 \text{ MPa} = 276 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$D_e = 50 \text{ mm} = 0.05 \text{ m}$$

$$D_i = 46 \text{ mm} = 0.046 \text{ m}$$

$$e = 2 \text{ mm} = 0.002 \text{ m}$$

$$C = 25 \text{ mm} = 0.025 \text{ m}$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

Desarrollo

$$M_p = \frac{3 * \sigma_y * I}{2 * C}$$

$$M_p = \frac{3 * 276 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * (\frac{\pi}{64} (0.05^4 - 0.046^4)) \text{m}^4}{2 * 0.025 \text{ m}}$$

$$M_p = 1440.72 \text{ N} - \text{m}$$

3.3. CÁLCULO DE LA FUERZA DE DOBLADO

Para la el cálculo de la fuerza de doblado se utilizará la siguiente fórmula²:

$$F = \frac{6 * \sigma_y * I}{C * L}$$

(3.2)

Dónde:

$L = 0.24 \text{ m}$ (radio matriz de doblado).

²BUSTAMANTE Héctor, DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE PERFILES, Universidad del BIO-BIO, Facultad de Ingeniería Mecánica, 2010, pág. 16.

Desarrollo

$$F = \frac{6 * 276 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \left(\frac{\pi}{64} (0.05^4 - 0.046^4)\right) \text{m}^4}{0,025 \text{ m} * 0.24 \text{ m}}$$

$$F = 24012 \text{ N}$$

La fuerza de doblado se utilizará posteriormente para seleccionar los cilindros hidráulicos secundarios.

Para verificar que la fuerza de doblado es la correcta debe cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_y < \sigma_d < \sigma_u$$

Para determinar el esfuerzo (σ_d) se empleará la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{M * C}{I}$$

(3.3)

En este caso sería;

$$\sigma_d = \frac{M_p * C}{I}$$

$$\sigma_d = \frac{1440.72 \text{ N} - \text{m} * 0.025 \text{ m}}{\left(\frac{\pi}{64} (0.05^4 - 0.046^4)\right) \text{m}^4}$$

$$\sigma_d = 414 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_d = 414 \text{ MPa}$$

Por lo tanto se puede ver que cumple con la condición:

$$\sigma_y < \sigma_d < \sigma_u$$

$$276 \text{ MPa} < 414 \text{ MPa} < 568 \text{ MPa}$$

3.4. CÁLCULO DEL TORQUE

$$F = 24012 \text{ N}$$

$$L = \text{radio matriz de doblado} = 0.24 \text{ m}$$

Desarrollo

$$T = F * L$$

$$T = 24012 \text{ N} * 0.24 \text{ m}$$

$$T = 5762.88 \text{ N} - \text{m}$$

3.5. CÁLCULO DEL EJE PRINCIPAL

El diseño de la máquina constará de un eje principal, en el cual se transmitirá el torque necesario a través de una rueda dentada, se ubicará la matriz de doblado y como apoyos se seleccionaran los rodamientos más adecuados, como se puede ver en la figura 3.5.

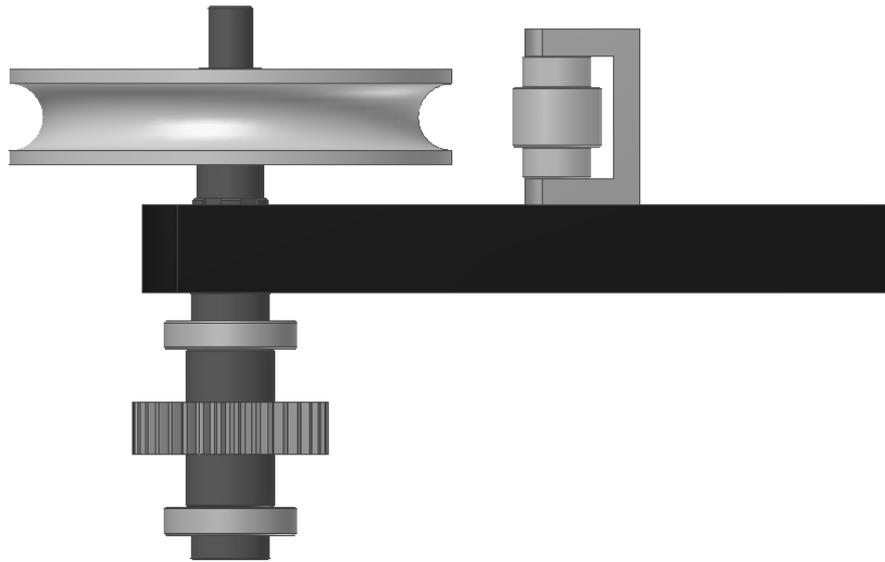
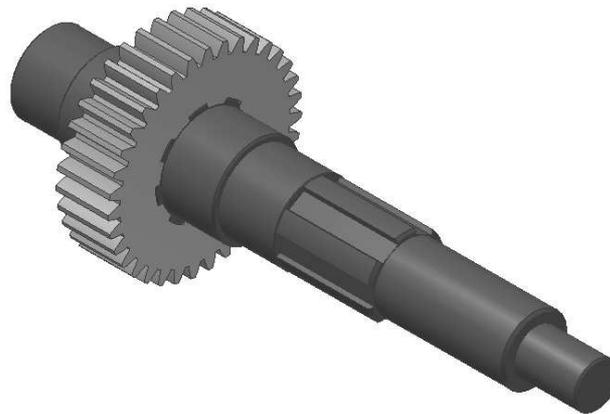


Figura 3.5. Esquema de elementos acoplados al eje

Fuente: Autor

En la figura 3.6 se muestra el esquema y el diagrama del cuerpo libre del eje mostrando las cargas que se aplicarán.



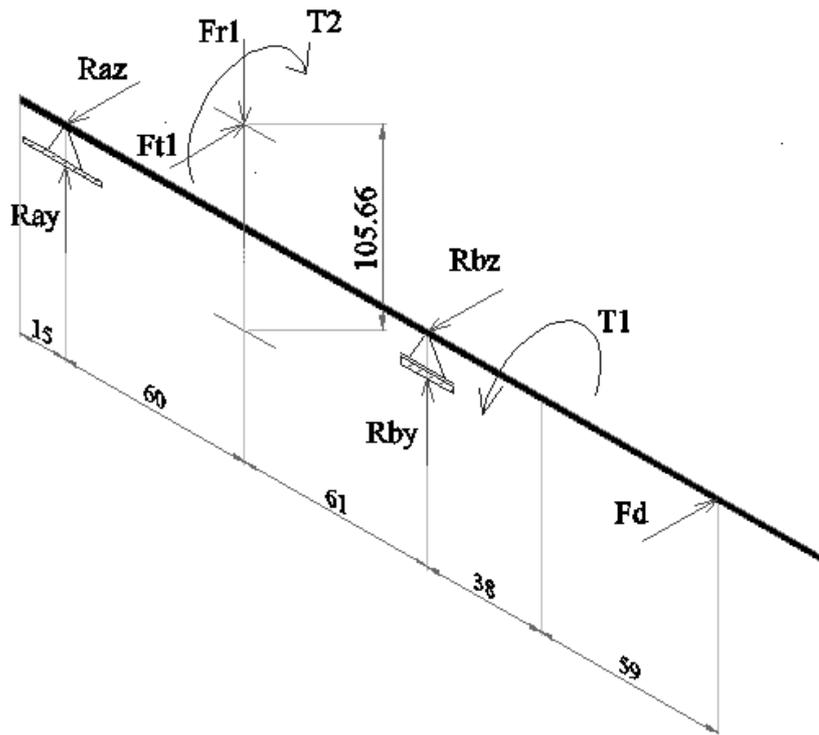
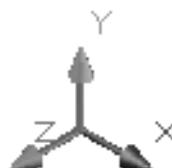


Figura 3.6. Esquema y diagrama del cuerpo libre del eje principal

Fuente: Autor

Se desarrollará el análisis de fuerzas en los planos (x-y), (x-z).



Datos:

$$F_d = 24012 \text{ N}$$

$$T_1 = 5762.88 \text{ N-m}$$

$$\varnothing_p = 105.66 \text{ mm}$$

$$\text{Angulo de presión } (\varphi) = 20^\circ$$

Desarrollo

Se procederá a calcular la fuerza tangencial (F_{t1}).

$$T1 = Ft1 * \frac{\phi p}{2} \tag{3.4}$$

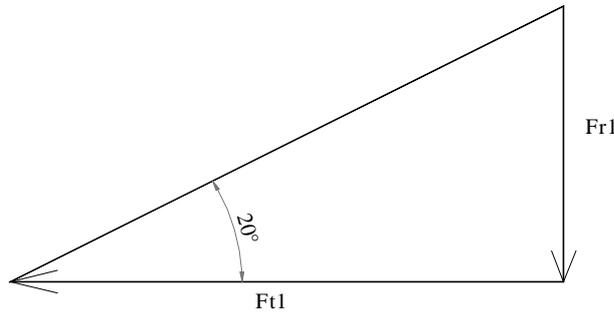
Despejando Ft1 se tendrá:

$$Ft1 = \frac{2 * T1}{\phi p}$$

$$Ft1 = \frac{2 * 5762.88 \text{ N} - \text{m}}{0.10566 \text{ m}}$$

$$\mathbf{Ft1 = 108733.6 \text{ N}}$$

Mediante funciones trigonométricas se encuentra Fr1.



$$\tan 20^\circ = \frac{Fr1}{Ft1}$$

$$Fr1 = 108733.6 \text{ N} * \tan 20^\circ$$

$$\mathbf{Fr1 = 39575.65 \text{ N}}$$

Una vez calculadas las fuerzas Ft1 y Fr1 se procede al cálculo de las cargas en los planos (x-y) y (x-z).

Plano (x-y)

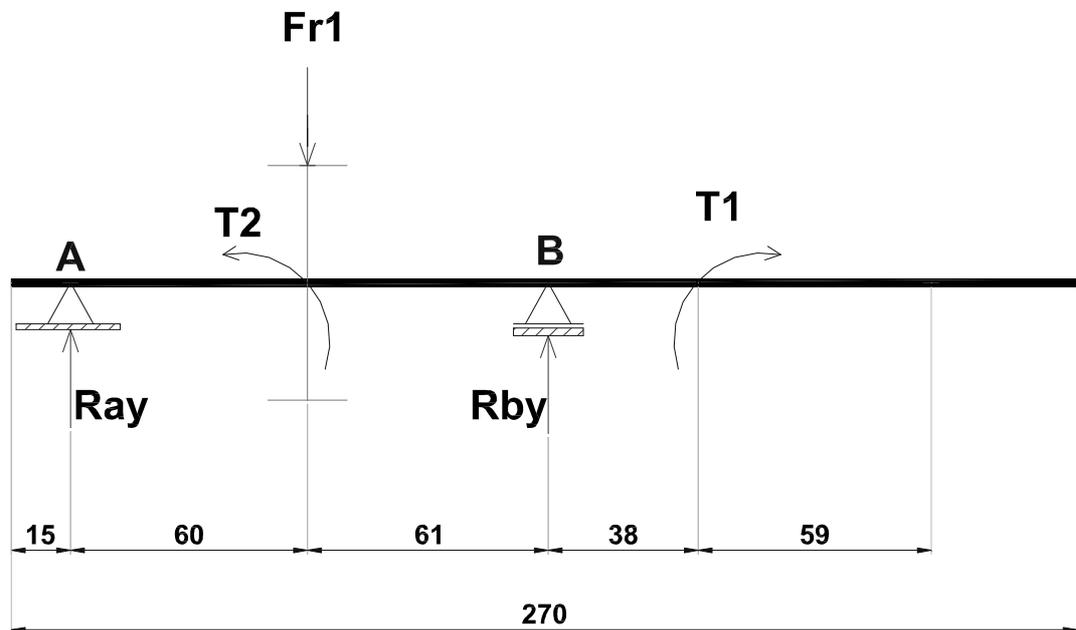


Figura 3.7. Cargas aplicadas al eje principal en el plano x-y.

Fuente: Autor

$$\sum M_A = 0$$

$$Fr1(60) - R_{by}(121) = 0$$

$$R_{by} = \frac{39575.65 \text{ N} * 60 \text{ mm}}{121 \text{ mm}}$$

$$R_{by} = 19624.29 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} = 0$$

$$R_{Ay} = 39575.65 \text{ N} - 19624.29 \text{ N}$$

$$\mathbf{R_{Ay} = 19951.36 \text{ N}}$$

Con las reacciones determinadas se calculará los momentos flexionantes.

$$M_A = R_{Ay} * 0.06 \text{ m}$$

$$M_A = 19951.36 \text{ N} * 0.06 \text{ m}$$

$$\mathbf{M_A = 1197.1 \text{ N} - \text{m}}$$

$$M_B = R_{By} * 0.061 \text{ m}$$

$$M_B = 19624.29 \text{ N} * 0.061 \text{ m}$$

$$\mathbf{M_B = 1197.1 \text{ N} - \text{m}}$$

Una vez que se ha calculado las reacciones en los apoyos del eje se procederá a dibujar los diagramas de corte, momentos y torsión respectivamente. Ver figura 3.8.

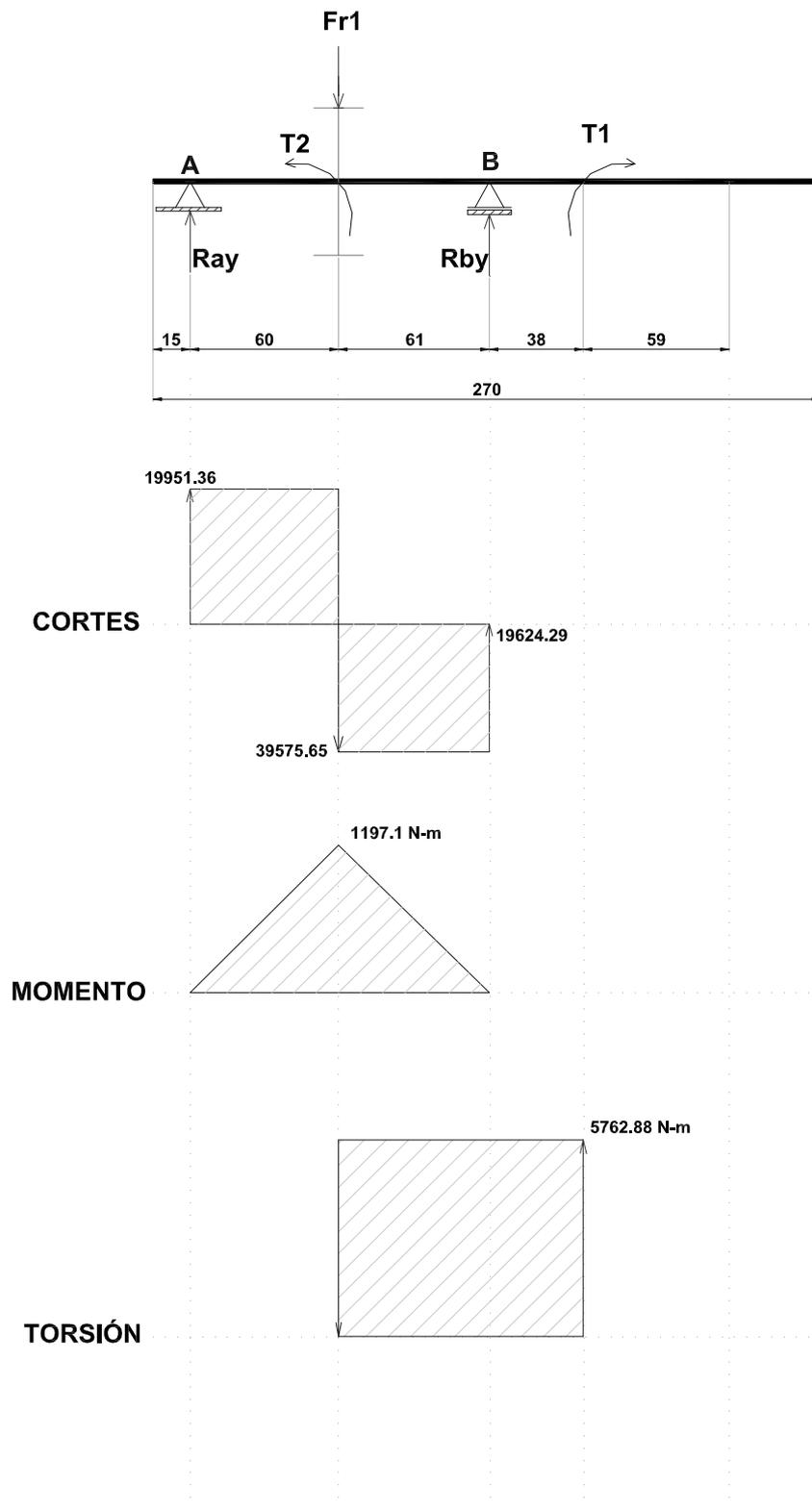


Figura 3.8. Diagramas de corte, momentos y torsión del eje principal plano x-y

Plano (x-z)

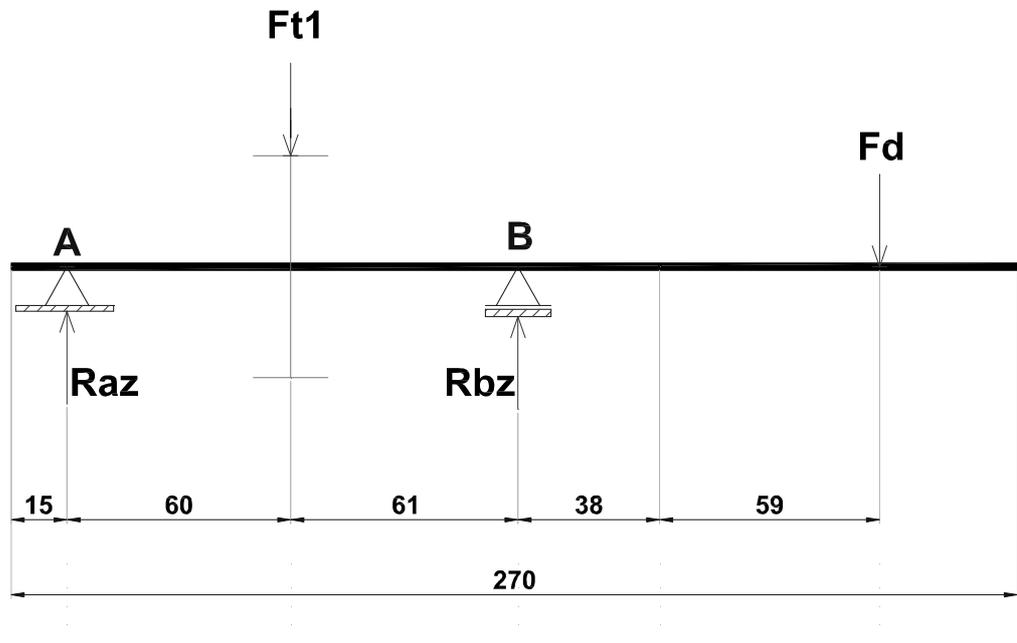


Figura 3.9. Cargas aplicadas al eje principal en el plano x-z.

Fuente: Autor

$$\sum M_A = 0$$

$$Ft1(60) - Rbz(121) + Fd(218) = 0$$

$$Rbz = \frac{108733.6 \text{ N} * 60 \text{ mm} + 24012 \text{ N} * 218 \text{ mm}}{121 \text{ mm}}$$

$$Rbz = 97178.78 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{az} - F_{t1} + R_{bz} - F_d = 0$$

$$R_{az} = 108733.6 \text{ N} - 97178.78 \text{ N} + 24012 \text{ N}$$

$$\mathbf{R_{az} = 35566.82 \text{ N}}$$

Con las reacciones determinadas se calculará los momentos flexionantes.

$$M_A = R_{az} * 0.06 \text{ m}$$

$$M_A = 35566.82 \text{ N} * 0.06 \text{ m}$$

$$\mathbf{M_{A'} = 2134 \text{ N} - \text{m}}$$

$$M_B = R_{bz} * 0.061 \text{ m}$$

$$M_B = 97178.78 \text{ N} * 0.061 \text{ m}$$

$$\mathbf{M_{B'} = 5927.9 \text{ N} - \text{m}}$$

$$M_{F_d} = F_d * 0.097 \text{ m}$$

$$M_{F_d} = 24012 \text{ N} * 0.097 \text{ m}$$

$$\mathbf{M_{F_d} = 2329.16 \text{ N} - \text{m}}$$

Una vez que se ha calculado las reacciones en los apoyos del eje se procederá a dibujar los diagramas de corte y momentos respectivamente. Ver figura 3.10.

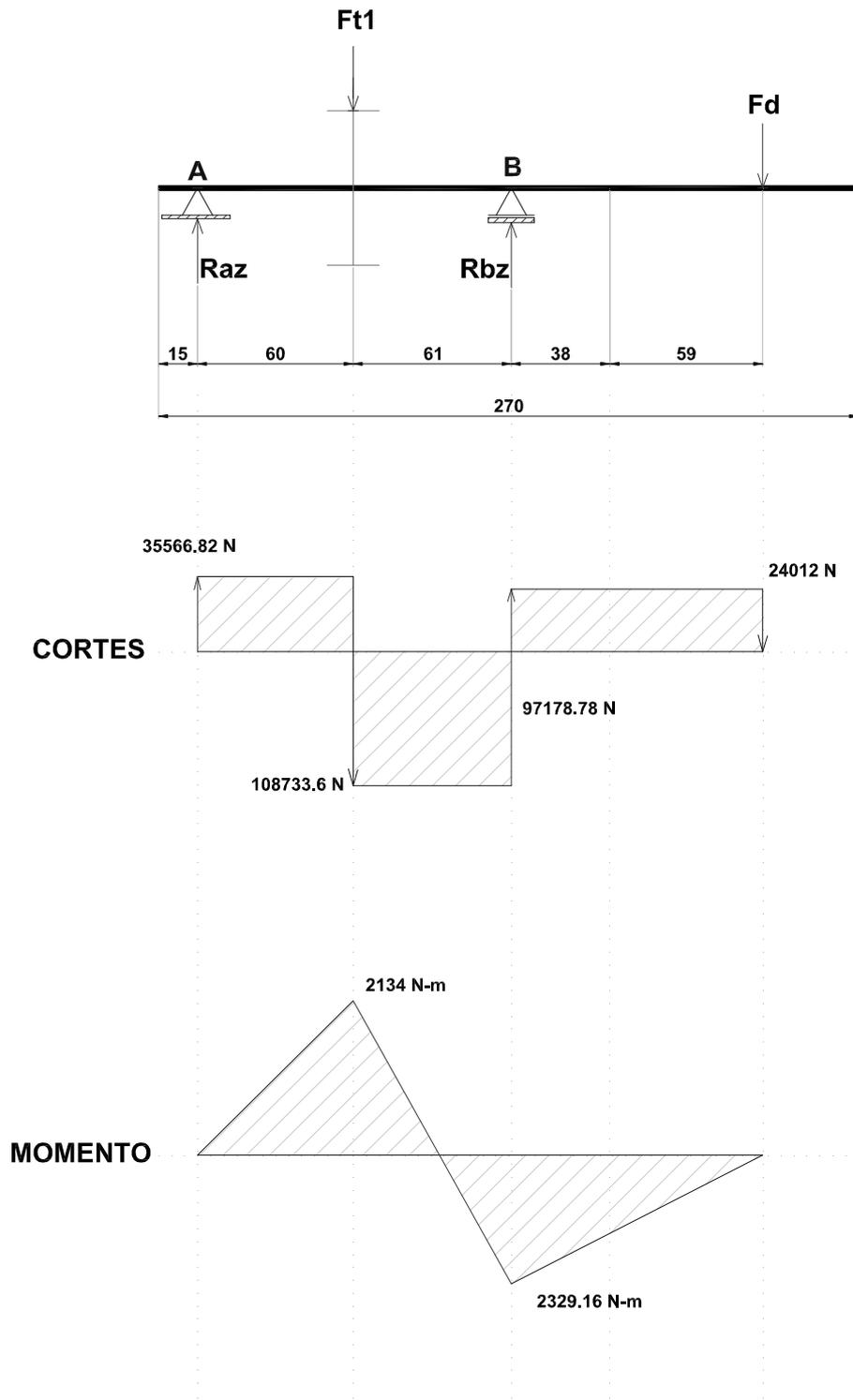


Figura 3.10. Diagramas de corte y momentos del eje principal plano x-z

Fuente: Autor

Una vez analizado los dos planos se calculará el momento flexionante máximo, que servirá para la determinación del diámetro del eje.

$$M_R = \sqrt{(M_A)^2 + (M_{Fd})^2} \quad (3.5)$$

$$M_R = \sqrt{(1197.1^2 + 2329.16^2)} \text{ N}^2 - \text{m}^2$$

$$\mathbf{M_R = 2618.78 \text{ N} - \text{m}}$$

Para la determinación del diámetro del eje se utilizará; la teoría del esfuerzo cortante máximo y esfuerzo flexionante máximo.

Esfuerzo cortante máximo:

$$\tau \text{ máx} = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

Esfuerzo flexionante máximo:

$$\sigma \text{ máx} = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

Y para el esfuerzo permisible

$$[\sigma] = \frac{\sigma_y}{f_s}$$

Teoría de falla, esfuerzo cortante y flexionante máximo³.

$$[\sigma] = \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau^2} \quad (3.6)$$

Se considerará un factor de seguridad de 2

³Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Octava edición, año 2008, pág. 355.

El material a utilizar, será un acero AISI 4340, ya que al ser un acero bonificado al cromo-níquel-molibdeno es apto para altas exigencias a la tracción, torsión y flexión.

$$\sigma_y = 800 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ut} = 1000 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el esfuerzo permisible $[\sigma]$, será:

$$[\sigma] = \frac{800 \text{ MPa}}{2}$$

$$[\sigma] = 400 \text{ MPa}$$

3.5.1. Cálculo del diámetro del eje principal

Datos:

$$M_R = 2618.78 \text{ N-m}$$

$$T_R = 5762.88 \text{ N-m}$$

Desarrollo

Esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

(3.7)

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{16 * 5762.88 \text{ N - m}}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{29350 \text{ N - m}}{d^3}$$

Esfuerzo flexionante máximo

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

(3.8)

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{32 * 2618.78 \text{ N} - \text{m}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{26674.67 \text{ N} - \text{m}}{d^3}$$

Una vez calculado el esfuerzo cortante y flexionante se procede a reemplazar en la ecuación (3.6)

$$[\sigma] = \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau^2}$$

$$400 * 10^6 \text{ Pa} = \sqrt{\left(\frac{26674.67}{d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{29350}{d^3}\right)^2}$$

$$400 * 10^6 \text{ Pa} = \frac{57409.11 \text{ N} - \text{m}}{d^3}$$

$$d^3 = \frac{57409.11 \text{ N} - \text{m}^3}{400 * 10^6 \text{ N}}$$

$$d = \sqrt[3]{1.435 * 10^{-4} \text{ m}^3}$$

$$d = 0.0524 \text{ m}$$

Por lo tanto el diámetro será igual o mayor a:

$$\mathbf{d = 53 \text{ mm}}$$

3.5.2. Cálculo del diámetro del eje en el punto de menor sección.

En el punto de menor sección se tiene los siguientes datos:

$$M_R' = 880 \text{ N-m}$$

$$T_R' = 5762.88 \text{ N-m}$$

Desarrollo

Esfuerzo cortante máximo

$$\tau \text{ máx}' = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

$$\tau \text{ máx}' = \frac{16 * 5762.88 \text{ N - m}}{\pi * d^3}$$

$$\tau \text{ máx}' = \frac{29350 \text{ N - m}}{d^3}$$

Esfuerzo flexionante máximo

$$\sigma \text{ max} = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma \text{ max}' = \frac{32 * 880 \text{ N - m}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma \text{ max}' = \frac{8963.6 \text{ N - m}}{d^3}$$

Una vez calculado el esfuerzo cortante y flexionante se procede a reemplazar en la ecuación (3.6)

$$[\sigma] = \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau^2}$$

$$400 * 10^6 \text{ Pa} = \sqrt{\left(\frac{8963.6}{d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{29350}{d^3}\right)^2}$$

$$400 * 10^6 \text{ Pa} = \frac{51619.8 \text{ N - m}}{d^3}$$

$$d^3 = \frac{51619.8 \text{ N - m}^3}{400 * 10^6 \text{ N}}$$

$$d' = \sqrt[3]{1.29 * 10^{-4} \text{m}^3}$$

$$d' = 0.0505 \text{ m}$$

Por lo tanto el diámetro será igual a:

$$d' = 50.5 \text{ mm}$$

3.6. CÁLCULO DEL EJE SECUNDARIO

El eje secundario es el apoyo de la rueda dentada que se encarga de transmitir el movimiento al eje principal y en el cual van acoplados los siguientes elementos mecánicos rueda dentada y rodamientos como se puede ver en la figura 3.11.

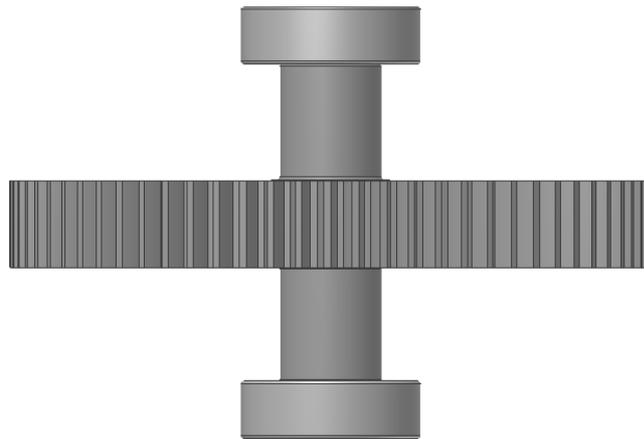


Figura 3.11. Esquema de elementos acoplados al eje

Fuente: Autor

3.6.1. Determinación de las fuerzas en el eje secundario

Primeramente se procede a la determinación de las fuerzas que actúan sobre el eje secundario, apoyándonos en el siguiente diagrama. Ver figura 3.12.

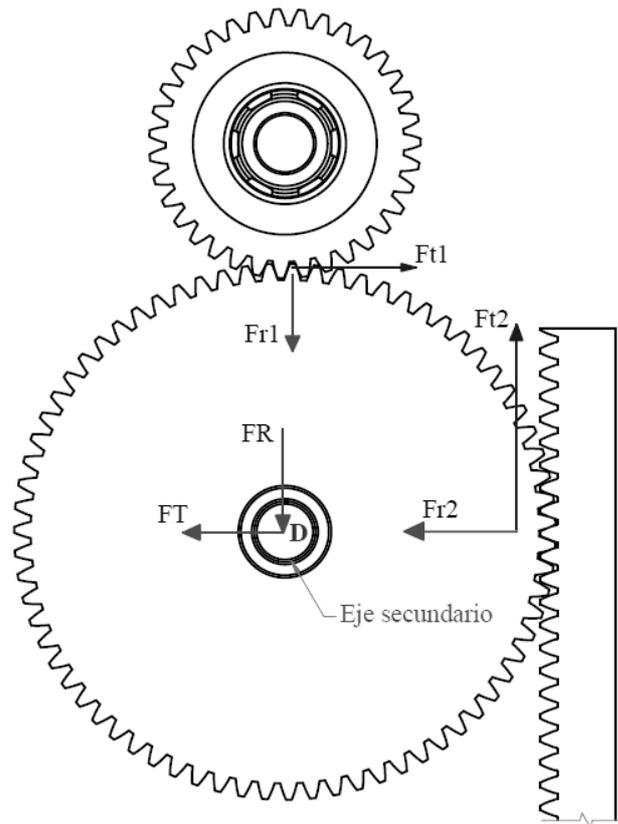


Figura 3.12. Análisis de fuerzas del eje secundario

Fuente: Autor

Con los siguientes datos se realiza el cálculo de las fuerzas en el eje secundario:

Datos:

$$F_{t1} = 108733.6 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 39575,6 \text{ N}$$

$$\text{Ø}D = 214 \text{ mm}$$

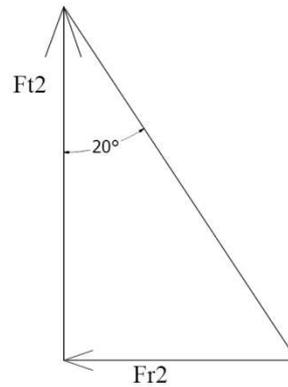
Desarrollo

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{t2} * \frac{\text{Ø}D}{2} - F_{t1} * \frac{\text{Ø}D}{2} = 0$$

$$\mathbf{F_{t2} = F_{t1} = 108733.6 \text{ N}}$$

Mediante funciones trigonométricas se encuentra Fr2.



$$\tan 20^\circ = \frac{Fr2}{Ft2}$$

$$Fr2 = 108733.6 \text{ N} * \tan 20^\circ$$

$$\mathbf{Fr2 = 39575.6 \text{ N}}$$

Una vez encontrado Ft2 y Fr2, se procede a encontrar las fuerzas resultantes

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{t1} - F_T - Fr2 = 0$$

$$F_T = 108733.6 \text{ N} - 39575.65 \text{ N}$$

$$\mathbf{F_T = 69157,2 \text{ N}}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{t2} - F_R - Fr1 = 0$$

$$F_R = 108733.6 \text{ N} - 39575.65 \text{ N}$$

$$FR = 69157,2 \text{ N}$$

3.6.2. Cálculo del diámetro del eje secundario

En la figura 3.13, se muestra el esquema y diagrama de cuerpo libre del eje secundario

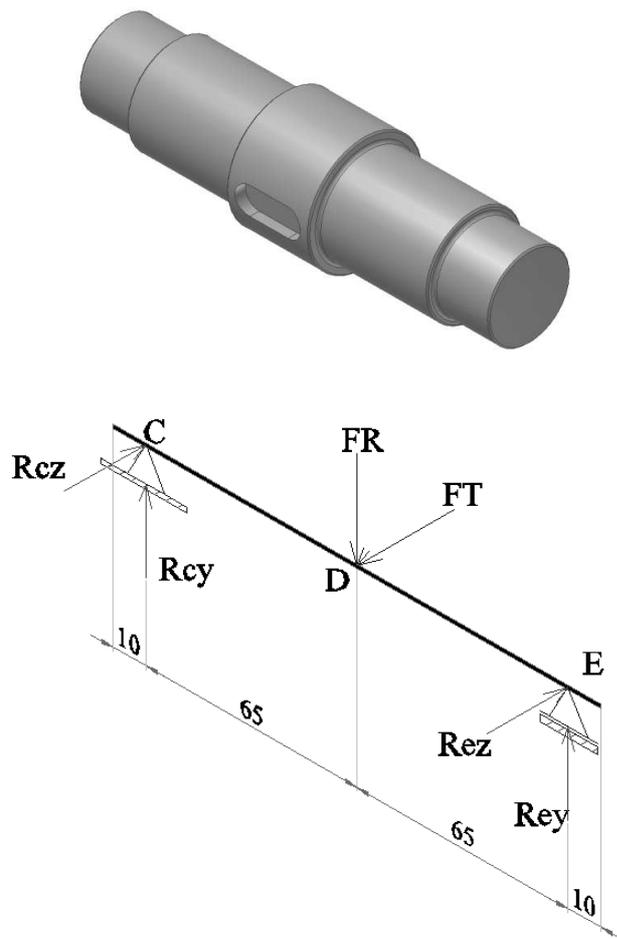


Figura 3.13. Esquema y diagrama del cuerpo libre del eje secundario

Fuente: Autor

Una vez calculadas las fuerzas FT y FR , se realizará el cálculo de las cargas en los planos $(x-y)$ y $(x-z)$.

$$FT = 69157.2 \text{ N}$$

$$FR = 69157.2 \text{ N}$$

Como FT y FR son de igual magnitud se tendrá que los planos $(x-y)$ y $(x-z)$ serán iguales.

Plano $(x-y)$, $(x-z)$

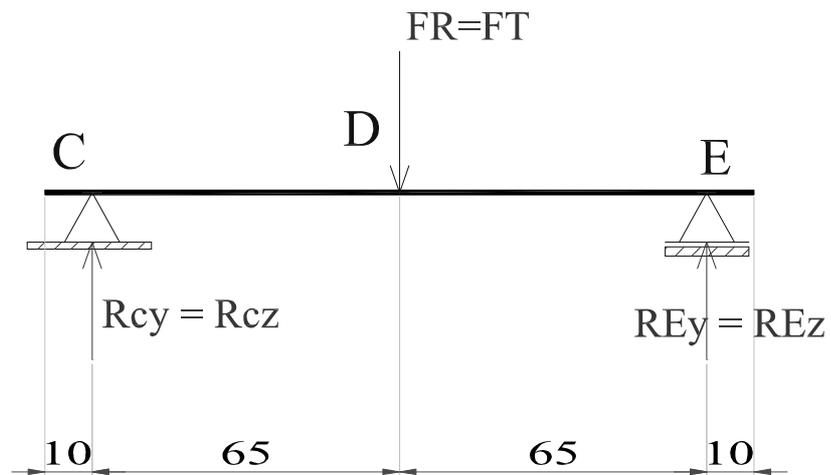


Figura 3.14. Cargas aplicadas al eje secundario

Fuente: Autor

$$\sum M_C = 0$$

$$R_{Ey}(130) - FR(65) = 0$$

$$R_{Ey} = \frac{69157.2 \text{ N} * 65 \text{ mm}}{130 \text{ mm}}$$

$$R_{Ey} = 34578.6 \text{ N} = R_{Ez}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{cy} - F_R + R_{Ey} = 0$$

$$R_{cy} = 69157.2 \text{ N} - 34578.6 \text{ N}$$

$$\mathbf{R_{cy} = 34578.6 \text{ N} = R_{cz}}$$

Con las reacciones determinadas se calculará los momentos flexionantes.

$$M_C = R_{cy} * 0.065 \text{ m}$$

$$M_C = 34578.6 \text{ N} * 0.065 \text{ m}$$

$$\mathbf{M_{CY} = 1597.61 \text{ N} - \text{m} = M_{CZ}}$$

$$M_E = R_{Ey} * 0.065 \text{ m}$$

$$M_E = 34578.6 \text{ N} * 0.065 \text{ m}$$

$$\mathbf{M_{EY} = 1597.61 \text{ N} - \text{m} = M_{EZ}}$$

Una vez que se ha calculado las reacciones en los apoyos del eje se procede a dibujar los diagramas de corte y momentos. Ver figura 3.15.

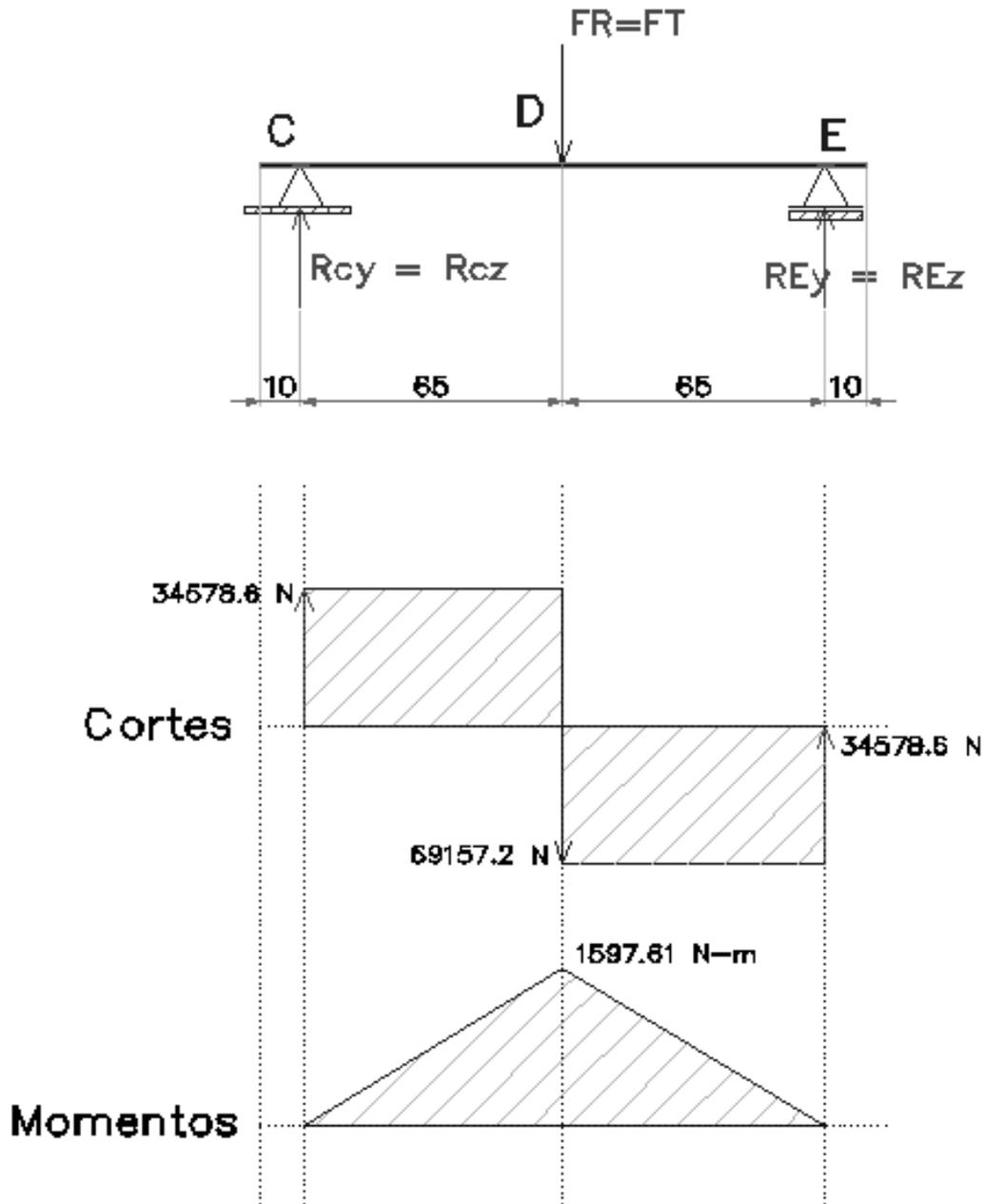


Figura 3.15. Diagramas de corte y momentos del eje secundario

Fuente: Autor

Una vez analizado los dos planos se utilizará la fórmula del esfuerzo flexionante máximo de una sección transversal circular⁴:

⁴Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Octava edición, año 2008, pág. 88

$$\sigma = \frac{32}{\pi * d^3} (M_y^2 + M_z^2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.9)$$

Se considerará un factor de seguridad de 2

El material a utilizar, será un acero AISI 4340, ya que al ser un acero bonificado al cromo-níquel-molibdeno es apto para altas exigencias a la tracción, torsión y flexión.

$$\sigma_y = 800 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ut} = 1000 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el esfuerzo permisible $[\sigma]$, será:

$$[\sigma] = \frac{800 \text{ MPa}}{2}$$

$$[\sigma] = \mathbf{400 \text{ MPa}}$$

3.6.3. Cálculo del diámetro del eje secundario

Datos:

$$M_{TY} = M_{TZ} = 1597.61 \text{ N-m}$$

Desarrollo

Se reemplazará el esfuerzo permisible en la ecuación (3.9)

$$[\sigma] = \frac{32}{\pi * d^3} (M_y^2 + M_z^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$[400 \text{ MPa}] = \frac{32}{\pi * d^3} (1597.61^2 + 1597.61^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$d^3 = \frac{32 * 2259.36 \text{ N} - \text{m}}{\pi * 400 \text{ MPa}}$$

$$d^3 = \frac{32 * 2259.36 \text{ N} - \text{m}}{\pi * 400 \text{ MPa}}$$

$$d^3 = 5.7534 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$d = 0.0386 \text{ m}$$

Por lo tanto el diámetro será igual o mayor a:

$$\mathbf{d = 39 \text{ mm}}$$

3.7. DISEÑO DE ENGRANAJES

Para el diseño de los engranajes se estimará una velocidad angular de 5 rpm, a partir de la cual se determinará la potencia requerida por el sistema.

Los engranajes serán fabricados del mismo material el cual será AISI 4340 templado y revenido a 600 °C.

Las fórmulas que se utilizarán para el diseño de los engranajes serán tomadas del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley⁵.

3.7.1. Cálculo de la potencia requerida

Para determinar la potencia requerida utilizaremos la siguiente fórmula:

$$\mathbf{H = T * n}$$

(3.10)

⁵Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Octava edición, año 2008, pág. 687 – pág. 725

Dónde:

T = Par de torsión o torque

n = Velocidad, rpm

H = Potencia, Kw

Desarrollo**Datos:**

n = 5 rpm = 1/12 rps.

T = 5762.88 N-m

Reemplazamos los datos en la ecuación (3.10)

$$H = 5762.88 \text{ N} - \text{m} * \frac{1 \text{ rev}}{12 \text{ seg}}$$

$$H = 480 \text{ W} = 0.644 \text{ HP}$$

$$\mathbf{H = 0.480 Kw}$$

3.7.2. Diseño del engranaje

Se tomará en cuenta el engranaje de menor número de dientes ya que se utilizará el factor de forma de Lewis (Y) donde los engranajes de menor número de dientes poseen un menor factor de forma que los de mayor número de dientes.

Para el diseño del engranaje se tomará los siguientes datos:

Modulo (m = 3 mm)

Numero de dientes de la rueda (Z = 35 dientes)

Ancho neto de la cara del elemento más angosto (b= 40 mm)

Con los datos proporcionados se calculará el diámetro primitivo y el paso circular.

Cálculo del Paso (P):

$$P = m * \pi$$

(3.11)

$$P = 3 \text{ mm} * \pi$$

$$P = 9.43 \text{ mm}$$

Cálculo del diámetro primitivo (Dp):

$$D_{p1} = m * z$$

(3.12)

$$D_{p1} = 3 \text{ mm} * 35$$

$$D_{p1} = 105 \text{ mm}$$

3.7.2.1. Diseño por flexión

Para el diseño por flexión se utilizará la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{K_v W_t}{b m Y}$$

(3.13)

Dónde:

σ = esfuerzo

K_v = Factor Dinámico

W_t = Carga transmitida

b = ancho de cara

m = modulo

Y = Factor de forma de Lewis

A continuación se procede a encontrar los datos que se necesita para reemplazar en la ecuación (3.13)

Velocidad en la línea de paso (V):

$$V = w * \frac{D_{p1}}{2}$$
$$V = 5 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{0.105 \text{ m}}{2}$$
$$V = 0.525 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Por lo tanto la velocidad en la línea de paso será:

$$V = 8.75 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Una vez encontrada la velocidad en la línea de paso se calcula el factor dinámico K_v

$$K_v = \frac{3.05 + V}{3.05}$$

(3.14)

Se reemplaza la velocidad en la línea de paso en la ecuación (3.14)

$$K_v = \frac{3.05 + 8.75 \times 10^{-3}}{3.05}$$
$$K_v = 1$$

El factor de forma de Lewis (Y) para el engranaje será tomado de la tabla 14-2 del libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley⁶.

El factor de forma de Lewis para 35 dientes no se encuentra tabulado por lo que se realizará una interpolación. Ver tabla N° 3.

⁶Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Octava edición, año 2008, pág. 687 – pág. 718

Tabla N° 3 Interpolación para encontrar el factor de forma

34 dientes	0.371
35 dientes	0.3743
38 dientes	0.384

Fuente: Autor

De esta manera se tiene que:

$$Y = 0.3743$$

Con la potencia calculada anteriormente se procede a determinar la carga transmitida mediante la siguiente fórmula:

$$W_t = \frac{60000 * H}{\pi * D_p * n} \quad (3.15)$$

Dónde:

W_t = carga transmitida, KN

H = Potencia, Kw

d = diámetro del engrane, mm

n = velocidad angular, rpm

$$W_t = \frac{60000 * 0.480 \text{ Kw}}{\pi * 105 \text{ mm} * 5 \text{ rpm}}$$

$$W_t = 17.46 \text{ KN}$$

Con los datos conocidos se procederá a reemplazar en la ecuación (3.13)

$$K_v = 1$$

$$Y = 0.485$$

$$W_t = 17461.57\text{N}$$

$$m = 3 \text{ mm}$$

$$b = 40 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{K_v F_t}{bmY}$$

$$\sigma = \frac{1 * 17461.57 \text{ N}}{40 \text{ mm} * 3 \text{ mm} * 0.3743}$$

$$\sigma = \mathbf{388.76 \text{ MPa}}$$

El material que se utilizará será un acero AISI 4340, templado y revenido a 600°F y sus propiedades son las siguientes⁷:

$$\sigma_y = 1520 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ut} = 1580 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el factor de seguridad será el siguiente:

$$f_s = \frac{\sigma_y}{\sigma}$$

$$f_s = \frac{1520 \text{ MPa}}{388.78 \text{ MPa}}$$

$$f_s = \mathbf{3.91}$$

Una vez determinado el factor de seguridad ($f_s = 3,91$) se garantiza el funcionamiento y la resistencia por flexión del engranaje.

3.7.2.2. Diseño por desgaste superficial

Para determinar el esfuerzo por desgaste superficial se utilizará la siguiente fórmula:

$$\sigma_c = -C_p \left[\frac{K_v * Wt}{F \cos \phi} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

⁷Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Octava edición, año 2008, Tabla A-22, pág. 1023.

(3.16)

Dónde:

C_p = coeficiente elástico

K_v = factor dinámico

W_t = Carga transmitida

F = ancho de la cara

φ = ángulo de presión

$(1/r_1)$, $(1/r_2)$ = radios de curvatura

A continuación se procederá a encontrar los datos que se necesita para reemplazar en la ecuación (3.16)

Los datos que se conoce son los siguientes:

$K_v = 1$

$W_t = 17460 \text{ N}$

$F = b = 40 \text{ mm}$

$\varphi = 20^\circ$

Para el cálculo del coeficiente elástico (C_p), se empleará la siguiente fórmula:

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_p^2}{E_p} + \frac{1-v_G^2}{E_G} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

(3.17)

Las constantes elásticas V_p , V_G , E_p y E_G se encuentran tabuladas en la tabla A-5 del libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley⁸.

V_p y $V_G = 0.292$

E_p y $E_G = 207 \text{ GPa}$

⁸ Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Octava edición, año 2008, Tabla A-5, pág.987.

Los datos de las constantes elásticas se reemplazan en la ecuación (3.17)

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1-0.292^2}{270 \text{ GPa}} + \frac{1-0.292^2}{270 \text{ GPa}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$C_p = 216.72 \sqrt{\text{MPa}}$$

Los radios de curvatura se obtienen de las siguientes formulas:

$$r_1 = \frac{D_p \text{ sen } \varphi}{2} \quad \text{y} \quad r_2 = \frac{D_G \text{ sen } \varphi}{2}$$

(3.18)

D_p y D_G , son los diámetros primitivos del piñón y la rueda respectivamente:

Dónde:

$D_p = 105 \text{ mm}$

$D_G = ?$

Para el cálculo del diámetro primitivo de la rueda se tiene que $Z_2 = 70$ dientes

$$D_G = m * Z_2$$

$$D_G = 3 \text{ mm} * 70$$

$$D_G = 210 \text{ mm}$$

Con los diámetros primitivos D_p y D_G , se calcula los radios de curvatura:

$$r_1 = \frac{D_p \text{ sen } \varphi}{2}$$

$$r_1 = \frac{105 \text{ mm} * \text{sen } 20^\circ}{2}$$

$$r_1 = 17.956 \text{ mm}$$

$$r_2 = \frac{D_G \text{ sen } \varphi}{2}$$

$$r_2 = \frac{210 \text{ mm} * \text{ sen } 20^\circ}{2}$$

$$\mathbf{r_2 = 35.91 \text{ mm}}$$

Una vez determinado todos los datos se reemplaza en la ecuación (3.16)

$$\sigma_C = -C_P \left[\frac{K_v * W_t}{F \cos \varphi} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_C = -216.742 \sqrt{\text{MPa}} \left[\frac{1 * 17460 \text{ N}}{40 \text{ mm} \cos 20^\circ} \left(\frac{1}{17.956 \text{ mm}} + \frac{1}{35.91 \text{ mm}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_C = -216.742 \sqrt{\text{MPa}} (6.23 \sqrt{\text{MPa}})$$

$$\mathbf{\sigma_C = -1350.1 \text{ MPa}}$$

El signo menos significa que es una fuerza de compresión.

La dureza superficial del acero AISI 8620 templado y revenido a 600°F, es de 54 -56 HRC, donde utilizaremos una dureza promedio de 55 HRC

Según las tablas de equivalencias de dureza⁹ (ver anexo A), se debe realizar una interpolación para determinar la dureza superficial del material empleado. Ver tabla N° 4.

Tabla N° 4 Interpolación dureza superficial

54.7 HRC	1955 MPa
55 HRC	1979 MPa
55.2 HRC	1995 MPa

Fuente: Autor

⁹www.ttbadia.com/tablas.html, (DIN 50.150 Equivalencias de Dureza)

Por lo que para una dureza de 55 HRC corresponde una resistencia superficial de 1979 MPa.

Con la resistencia del material y el esfuerzo calculado se determinará el factor de seguridad:

$$f_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_C}$$

$$f_s = \frac{1979 \text{ MPa}}{1350.1 \text{ MPa}}$$

$$f_s = 1.5$$

Con el factor de seguridad calculado ($f_s = 1.5$) se garantiza la resistencia del engranaje al desgaste superficial.

3.8. DISEÑO DEL BRAZO GIRATORIO

El brazo giratorio es el elemento que transmite la fuerza necesaria para el conformado de los dobleces. Ver figura 3.16.

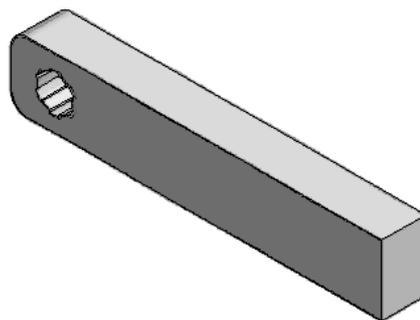


Figura 3.16. Brazo giratorio

Fuente: Autor

En la figura 3.17, se muestra el diagrama del cuerpo libre del brazo giratorio con las fuerzas que actúan sobre él.

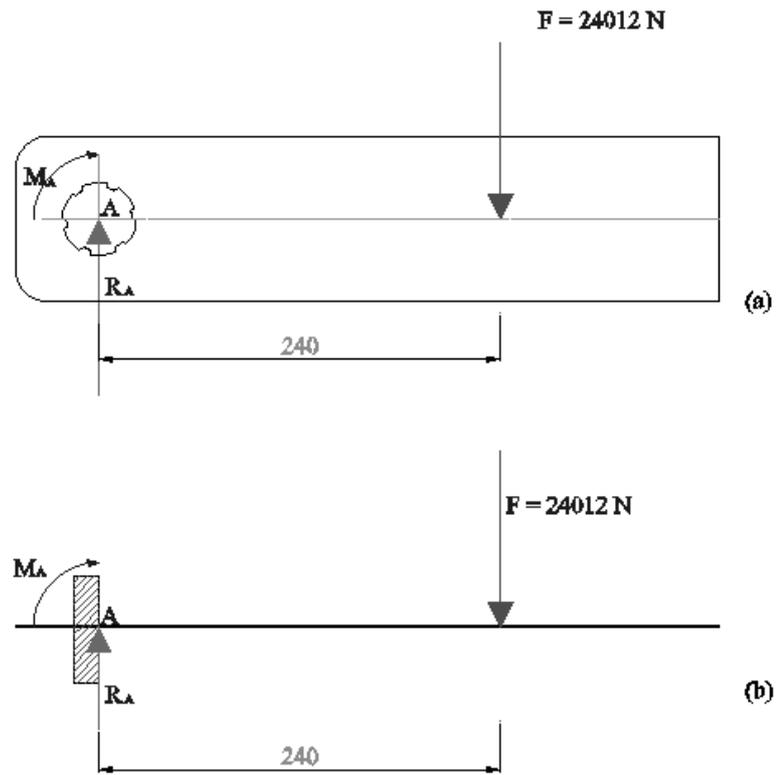


Figura 3.17. Diagrama del cuerpo libre brazo giratorio

Fuente: Autor

Para el análisis de fuerzas se representará el brazo giratorio como una viga en voladizo.

Desarrollo

$$M_A = F * L$$

(3.19)

$$M_A = 24012 \text{ N} * 0.24 \text{ m}$$

$$M_A = 5762.88 \text{ N} - \text{m}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A - F = 0$$

$$R_A = 24012 \text{ N}$$

El material a utilizarse tendrá las siguientes características y sección transversal que se muestra en la figura 3.18.

Placa: A-529 / A 529M - 94

$$\sigma_y = 345 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ut} = 485 \text{ MPa}$$

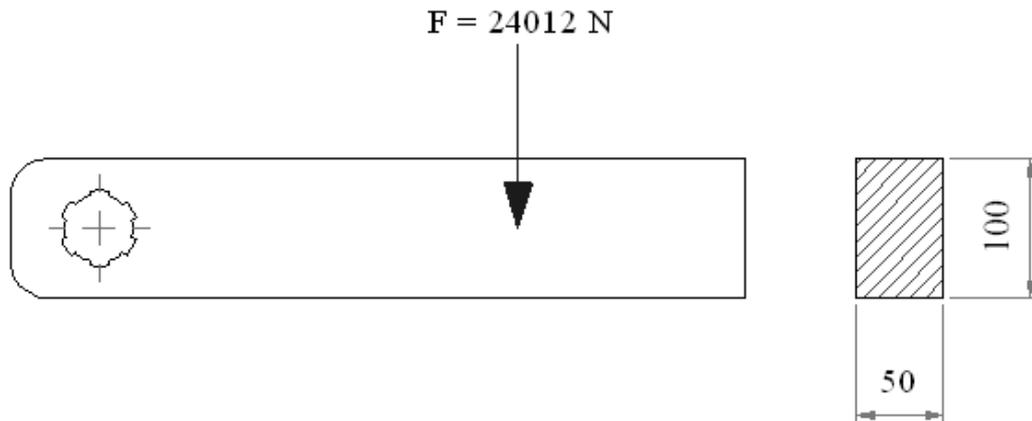


Figura 3.18. Sección transversal del material seleccionado

Fuente: Autor

Con la sección trasversal del material se procederá a calcular el momento de inercia:

Para una sección rectangular el momento de inercia se calcula con la siguiente fórmula:

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

(3.16)

$$I = \frac{0.05 * 0.1^3}{12}$$

$$I = 4.167 * 10^{-6} \text{m}^4$$

Es necesario saber si el material seleccionado resiste la carga aplicada para lo cual se determinara el esfuerzo por flexión, esfuerzo cortante y los respectivos factores de seguridad.

Esfuerzo por flexión:

$$\sigma = \frac{M * C}{I}$$

(3.17)

$$\sigma = \frac{5762.88 \text{ N} - \text{m} * 0.040 \text{ m}}{4.167 * 10^{-6} \text{m}^4}$$

$$\sigma = 69149028.1 \text{ Pa}$$

$$\sigma = 69.15 \text{ MPa}$$

Con la resistencia a la fluencia del material (σ_y) y el esfuerzo de flexión calculado se determinará el factor de seguridad.

El esfuerzo permisible por flexión está dado por la siguiente fórmula:

$$\sigma_{\text{perm}} = 0.6 \sigma_y$$

$$\sigma_{\text{perm}} = 0.6 * 345$$

$$f_s = \frac{\sigma_y}{\sigma}$$

$$f_s = \frac{207 \text{ MPa}}{69.15 \text{ MPa}}$$

$$f_s = 3$$

Para la determinación del esfuerzo cortante se empleará el área transversal del brazo giratorio. Ver figura 3.19.

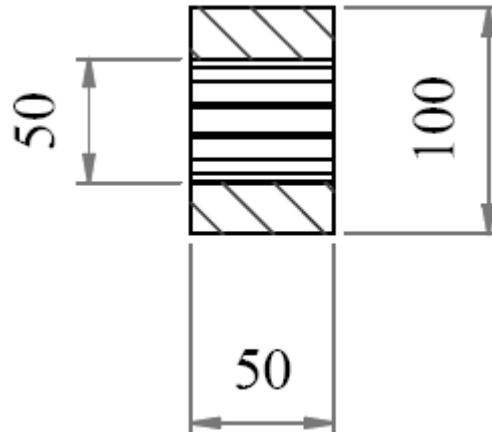


Figura 3.19. Sección transversal del brazo giratorio

Fuente: Autor

$$A = \text{base} * \text{altura}$$

$$A = (0.05 \text{ m} * 0.1 \text{ m}) - (0.05 \text{ m} * 0.05 \text{ m})$$

$$A = 2.5 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

Esfuerzo cortante:

$$V = R_A$$

$$\tau = \frac{3 V}{2 A}$$

$$\tau = \frac{3 * 24012 \text{ N}}{2 * 2.5 * 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\tau = 14407200 \text{ Pa}$$

$$\tau = 14.41 \text{ MPa}$$

El esfuerzo permisible al corte está dado por la siguiente fórmula:

$$\tau_{\text{perm}} = 0.5 \sigma_y$$

$$\tau_{\text{perm}} = 0.5 * 345 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{perm}} = 172.5 \text{ MPa}$$

Con el esfuerzo permisible al corte (τ_y) y el esfuerzo cortante calculado se determina el factor de seguridad.

$$f_s = \frac{\tau_{\text{perm}}}{\tau}$$

$$f_s = \frac{172.5 \text{ MPa}}{14.41 \text{ MPa}}$$

$$f_s = 12$$

Con el análisis realizado se asegura el buen funcionamiento del brazo giratorio.

3.9. DISEÑO DE CHAVETAS Y ESTRIADOS

Para el montaje de los elementos de transmisión de potencia y movimiento (engranajes y ejes) se emplearán chavetas y estriados, estos elementos evitan los deslizamientos entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí.



Figura 3.13. Chavetas y estriados

Fuente: <http://www.engranajesjuaristi.com/images/productos/ejes-estriados-general.jpg>

Para el cálculo de estriados y chavetas se utilizarán las formulas del libro “Diseño de elementos de máquinas de V.M. Faires, Capitulo 10, Chavetas y Acoplamientos¹⁰”.

Por cizalladura:

$$T = \frac{\tau_{perm} * b * L * D}{2} * n$$

(3.18)

Por compresión:

$$T = \frac{\sigma_{perm} * t * L * D}{4} * n$$

(3.19)

Dónde:

T = Torque transmitido

b = w= ancho de la chaveta

t = h = alto de la chaveta

¹⁰V. M. Faires, Diseño de elementos de máquinas, Cuarta edición, año 2000, Chavetas y acoplamientos pág. 365 – pág. 373.

L = longitud de la chaveta

D = diámetro del eje

n = número de ranuras

σ_{perm} = esfuerzo permisible a compresión

τ_{perm} = esfuerzo permisible al corte

El momento de torsión que se debe transmitir es:

$$\mathbf{T = 5762.88 N - m}$$

Los elementos se diseñarán con un factor de seguridad de 2, puesto que las cargas son uniformes con choques ligeros.

3.9.1. Cálculo del estriado para el eje principal

En el eje principal disponemos de dos tramos que constan de estriados para la transmisión del momento de torsión, el primer tramo se acopla el engranaje y en el segundo tramo se acopla el brazo giratorio.

El medio de acoplamiento del eje principal con el engranaje será un estriado. Los estriados se utilizan cuando el momento de torsión a transmitir es demasiado grande y no basta con una chaveta.

Las proporciones que tiene el estriado se obtienen de la tabla 8.2.35 (ver anexo A)

Se seleccionará un estriado de 10 ranuras con ajuste permanente que tiene las siguientes proporciones:

$$w = 0.156 D$$

$$h = 0.045 D$$

Dónde:

w = ancho de la ranura = b

h = altura de la ranura = t

D = diámetro nominal = 68 mm

Por lo tanto tenemos:

$$w = 0.156 * D$$

$$w = 0.156 * 68 \text{ mm}$$

$$w = 10.6 \text{ mm}$$

$$h = 0.045 * D$$

$$h = 0.045 * 68 \text{ mm}$$

$$h = 3 \text{ mm}$$

Las características del material son las mismas que corresponden al eje:

$$\sigma_y = 800 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ut} = 1000 \text{ MPa}$$

El esfuerzo permisible al corte es:

$$\tau_{perm} = \frac{0.5 \sigma_y}{f_s}$$
$$\tau_{perm} = \frac{0.5 * 800 \text{ MPa}}{2}$$
$$\tau_{perm} = \mathbf{200 \text{ MPa}}$$

El esfuerzo permisible a la compresión es:

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_y}{f_s}$$
$$\sigma_{perm} = \frac{800 \text{ MPa}}{2}$$
$$\sigma_{perm} = \mathbf{400 \text{ MPa}}$$

Con los datos encontrados se procede a reemplazar en las ecuaciones 3.18 y 3.19 respectivamente para determinar el momento de torsión que soporta el estriado tanto en compresión como en cizalladura en el primer tramo.

Por cizalladura:

$$T_E = \frac{\tau_{perm} * b * L * D}{2} * n$$

$$T_E = \frac{200 \times 10^6 \frac{N}{m^2} * 0.0106 \text{ m} * 0.04 \text{ m} * 0.068 \text{ m}}{2} * 10$$

$$T_E = 28832 \text{ N} - \text{m}$$

Por compresión:

$$T_{EC} = \frac{\sigma_{perm} * t * L * D}{4} * n$$

$$T_{EC} = \frac{400 \times 10^6 \frac{N}{m^2} * 0.003 \text{ m} * 0.04 \text{ m} * 0.068 \text{ m}}{4} * 10$$

$$T_{EC} = 8160 \text{ N} - \text{m}$$

Con el estriado seleccionado se garantiza que el momento de torsión necesario se transmitirá sin inconvenientes ya que cumple con los siguientes parámetros:

Por cizalladura:

$$T_E \geq T$$

$$28832 \text{ N} - \text{m} > 5762.88 \text{ N} - \text{m}$$

Por compresión:

$$T_{EC} \geq T$$

$$8160 \text{ N} - \text{m} > 5762.88 \text{ N} - \text{m}$$

Para el análisis del segundo tramo donde se acopla el brazo giratorio, se seleccionará un estriado de 8 ranuras con ajuste permanente que tiene las siguientes proporciones:

$$w = 0.203 D$$

$$h = 0.0475 D$$

Dónde:

w = ancho de la ranura = b

h = altura de la ranura = t

D = diámetro nominal = 58 mm

L = 46 mm

Por lo tanto tenemos:

$$w = 0.203 * D$$

$$w = 0.203 * 58 \text{ mm}$$

$$w = 11.8 \text{ mm}$$

$$h = 0.0475 * D$$

$$h = 0.0475 * 58 \text{ mm}$$

$$h = 2.75 \text{ mm}$$

Las características del material son las mismas que corresponden al eje:

$$\sigma_y = 800 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ut} = 1000 \text{ MPa}$$

El esfuerzo permisible al corte es:

$$\tau_{\text{perm}} = 200 \text{ MPa}$$

El esfuerzo permisible a la compresión es:

$$\sigma_{\text{perm}} = 400 \text{ MPa}$$

Con los datos encontrados se procede a remplazar en las ecuaciones 3.18 y 3.19 respectivamente para determinar el momento de torsión que soporta el estriado tanto en compresión como en cizalladura en el segundo tramo,

Por cizalladura:

$$T_{E'} = \frac{\tau_{\text{perm}} * b * L * D}{2} * n$$
$$T_{E'} = \frac{200 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0.0118 \text{ m} * 0.046 \text{ m} * 0.058 \text{ m}}{2} * 8$$
$$T_{E'} = 25185.92 \text{ N} - \text{m}$$

Por compresión:

$$T_{EC'} = \frac{\sigma_{\text{perm}} * t * L * D}{4} * n$$
$$T_{EC'} = \frac{400 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0.00275 \text{ m} * 0.046 \text{ m} * 0.058 \text{ m}}{4} * 8$$
$$T_{EC'} = 11739.2 \text{ N} - \text{m}$$

Con el estriado seleccionado se garantiza que el momento de torsión necesario se transmitirá sin inconvenientes ya que cumple con los siguientes parámetros:

Por cizalladura:

$$T_{E'} \geq T$$

$$25185.92 \text{ N} - \text{m} > 5762.88 \text{ N} - \text{m}$$

Por compresión:

$$T_{EC'} \geq T$$

$$11739.2 \text{ N} - \text{m} > 5762.88 \text{ N} - \text{m}$$

3.9.2. Selección de la chaveta para el eje secundario

El elemento que se acopla al eje secundario es un engranaje loco por lo que no transmite potencia o momento de torsión.

Se seleccionará la chaveta en función del diámetro del eje según la tabla 18.13 del Prontuario de Máquinas Herramientas¹¹ (ver anexo A)

En la figura 3.20, se muestra las dimensiones generales de una chaveta

Para un eje de diámetro de 38 a 44 mm se tiene las siguientes dimensiones:

Ancho (b) = 12 mm

Alto (h) = 8 mm

Longitud (L) = 30 mm

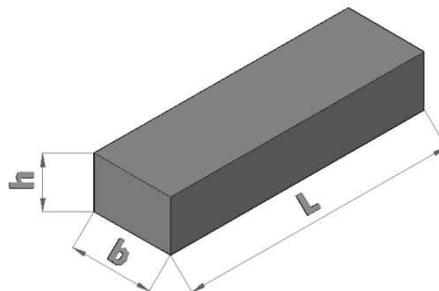


Figura 3.20. Dimensiones generales de una chaveta

Fuente: Autor

¹¹Nicolás Larburu, Prontuario de Maquinas Herramientas, 13ª edición, Paraninfo, año 2009, Pasadores y chavetas, tabla 18.13, pág. 518

3.10. DISEÑO DEL APOYO PRINCIPAL

El apoyo principal está conformado por los siguientes elementos que se muestra en la figura 3.21.

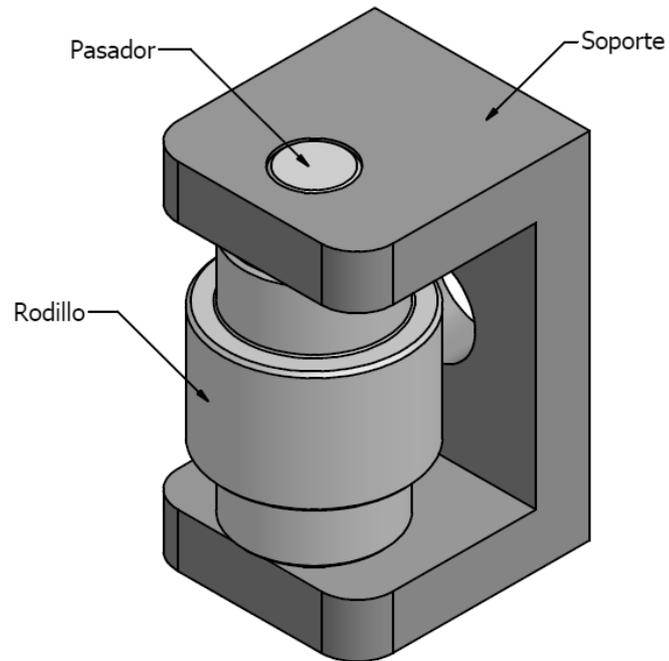


Figura 3.21. Apoyo principal

Fuente: Autor

En este conjunto de elementos se analizará exclusivamente el pasador ya que es el elemento que puede llegar a fallar debido al esfuerzo cortante.

3.10.1. Diseño del pasador

En la figura 3.22, se muestran las fuerzas que actúan sobre la superficie del pasador.

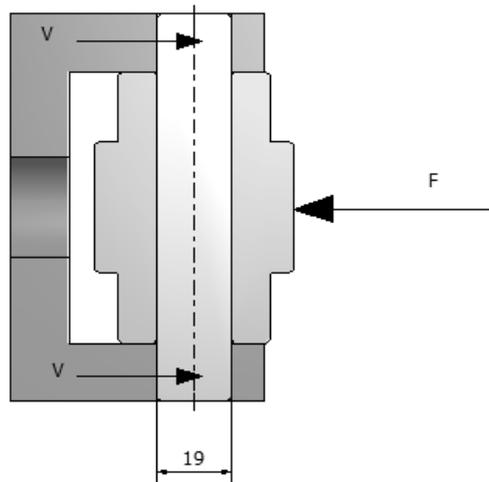


Figura 3.22. Fuerzas actuantes en el pasador

Fuente: Autor

El diseño del pasador se lo realizará en base al esfuerzo cortante.

El pasador se construirá de un material AISI 1045 con las siguientes características:

$$\sigma_y = 310 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ut} = 565 \text{ MPa}$$

En base a la figura 3.22, se realizará el análisis de cargas.

$$\sum F_x = 0$$

$$F = 2 V$$

$$V = \frac{F}{2}$$

La fuerza (V) se reemplazará en la ecuación del esfuerzo cortante:

$$F = 24012 \text{ N}$$

$$V = \frac{F}{2}$$

$$\tau = \frac{V}{A}$$

$$\tau = \frac{F}{2A}$$

$$\tau = \frac{24012 \text{ N}}{2 * \frac{\pi}{4} d^2}$$

$$\tau = \frac{24012 \text{ N}}{2 * \frac{\pi}{4} (0.019 \text{ m})^2}$$

$$\tau = 42344914.1 \text{ Pa}$$

$$\tau = \mathbf{42.34 \text{ MPa}}$$

El esfuerzo cortante permisible para el material seleccionado es:

$$\tau_y = 0.5 \sigma_y$$

$$\tau_y = 0.5 * 310 \text{ MPa}$$

$$\tau_y = \mathbf{155 \text{ MPa}}$$

Con el esfuerzo cortante permisible y esfuerzo cortante calculado se procede a calcular el factor de seguridad del pasador

$$f_s = \frac{\tau_y}{\tau}$$

$$f_s = \frac{155 \text{ MPa}}{42.34 \text{ MPa}}$$

$$f_s = \mathbf{3.66}$$

El factor de seguridad de 3.66 garantiza que el pasador no fallara debido al esfuerzo cortante.

3.11. Diseño del dado o matriz de conformado

El diseño de la matriz de conformado depende fundamentalmente de la forma del tubo a doblar los cuales pueden ser; redondo, rectangular, cuadrado, etc.

El radio mínimo que debe tener la matriz de conformado debe ser 4 veces el diámetro externo del tubo a doblar.

Para nuestro caso será una sección transversal redonda y el material que se seleccionará para la fabricación de la matriz será un acero AISI 1018.

La superficie de la matriz por donde se va a doblar el tubo debe ser una superficie pulida completamente liza, esto ayuda a obtener una muy buena calidad en los dobleces evitando marcas o grietas. Ver figura 3.23.

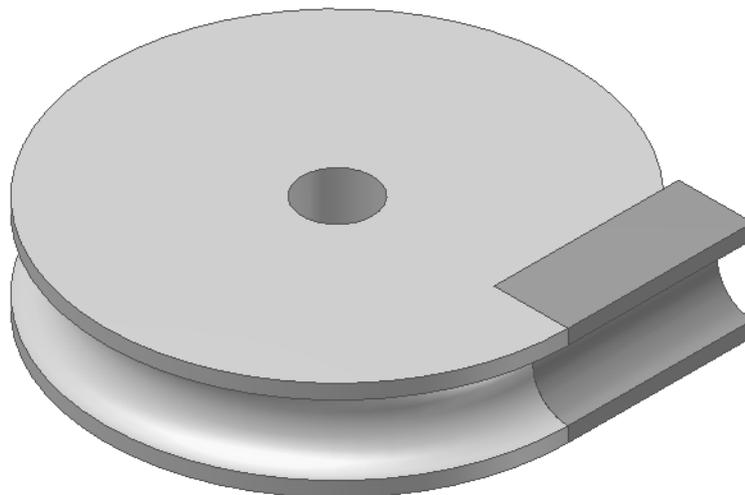


Figura 3.23. Dado o matriz de conformado

Fuente: Autor

3.12. Diseño de la guía principal

La guía de apoyo es el complemento de la matriz de conformado, por ende debe cumplir con la característica de que su superficie debe ser pulida y completamente liza.

La longitud de la guía debe ser la necesaria para cubrir un dobles de 180° en un solo accionamiento.

Al igual que la matriz de conformado se fabricará en acero AISI 1018. Ver figura 3.24.

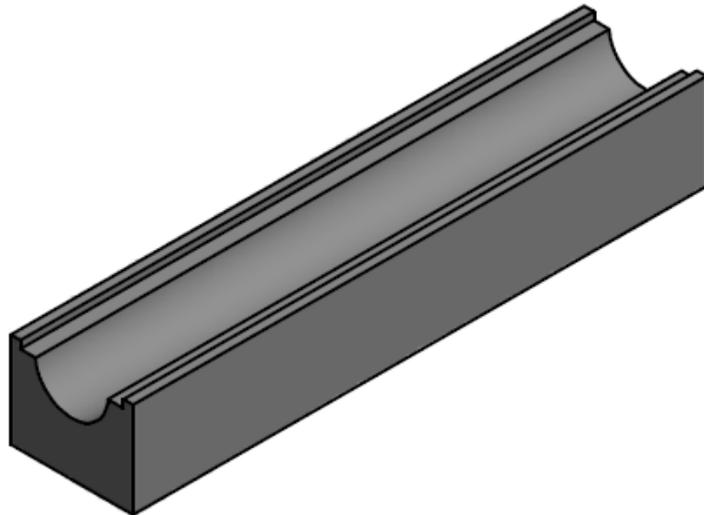


Figura 3.24. Guía principal

Fuente: Autor

3.13. Diseño de las Placas de Soporte.

Las placas de soporte deben ser de tales dimensiones que alberguen a todos los elementos mecánicos (ejes, rodamientos, retenedores) que se van a emplear en la fabricación de la máquina. Ver figura3.25.

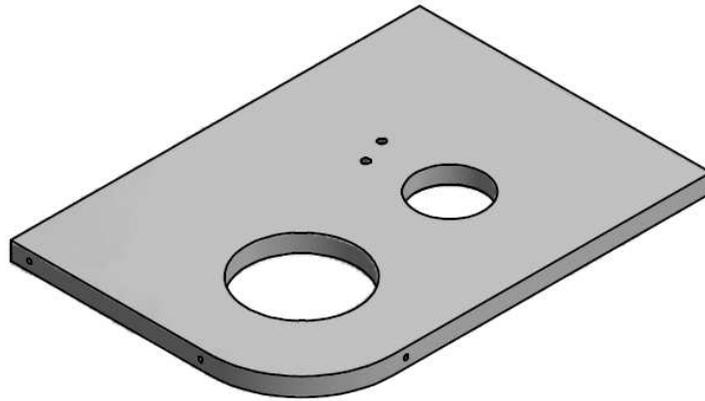


Figura 3.25. Placa de Soporte

Fuente: Autor

3.14. Selección de rodamientos

Para la selección de los rodamientos nos basaremos en la carga estática que pueden soportar, debido a que la máquina trabajará a revoluciones demasiado bajas (5 a 10 rpm) y donde las reacciones calculadas en los apoyos serán nuestra pauta para la selección más adecuada de los rodamientos. En la figura 3.26, se puede observar los diferentes tipos de rodamientos disponibles en el mercado.



Figura 3.26. Rodamientos

Fuente: <http://www.nbr-bearings.com/images/r-p1-l.jpg>

3.14.1. Selección de rodamientos para el eje principal

Los rodamientos que se seleccionará para el eje principal serán de rodillos cilíndricos ya que estos soportan elevadas cargas radiales y ocupan menos espacio en comparación a los rodamientos de bolas.

En la figura 3.27, se muestra la disposición de los rodamientos de rodillos cilíndricos en el eje principal

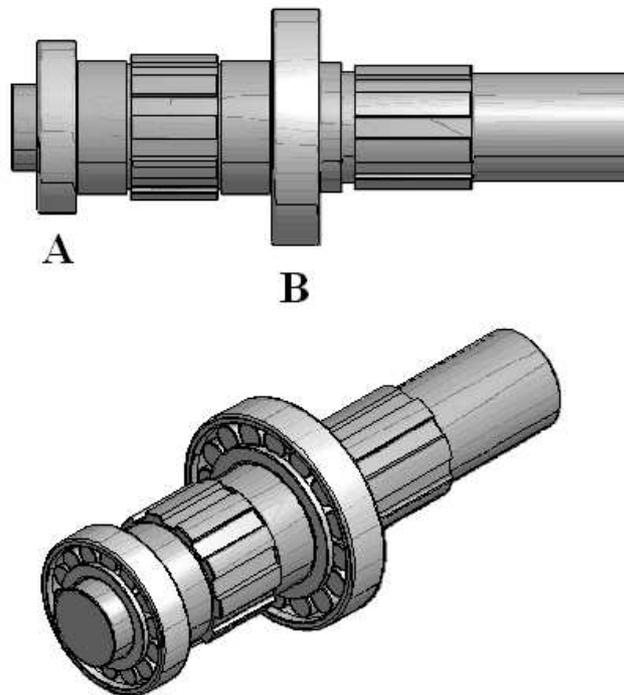


Figura 3.27. Disposición de los rodamientos en el eje principal

Fuente: Autor

Las cargas aplicadas al eje principal son las siguientes:

Punto A

Ray = 19951.36 N

Raz = 35566.88 N

Por lo tanto la reacción resultante en el punto A será

$$RT_A = \sqrt{(R_{Ay})^2 + (R_{Az})^2}$$

$$RT_A = \sqrt{(19951.36 \text{ N})^2 + (35566.88 \text{ N})^2}$$

$$RT_A = 40780.45 \text{ N}$$

$$RT_A = 41 \text{ KN}$$

La reacción total determinada en el punto A, es la carga que deberá soportar el rodamiento.

Las características del rodamiento seleccionado para el punto A son las siguientes:

Denominación del Rodamiento			NJ208 ETVP2	
Ø exterior (mm)	Ø interior (mm)	Longitud (mm)	Capacidad de carga (KN)	Velocidad Referencial (rpm)
80	40	18	53	9000

Punto B

$$R_{by} = 19624.29 \text{ N}$$

$$R_{bz} = 97178.78 \text{ N}$$

Por lo tanto la reacción resultante en el punto B será

$$RT_B = \sqrt{(R_{by})^2 + (R_{bz})^2}$$

$$RT_B = \sqrt{(19624.29 \text{ N})^2 + (97178.78 \text{ N})^2}$$

$$RT_B = 99140.45 \text{ N}$$

$$RT_B = 99 \text{ KN} \cong 100 \text{ KN}$$

La reacción total determinada en el punto B, es la carga que deberá soportar el rodamiento.

Las características del rodamiento seleccionado para el punto B son las siguientes:

Denominación del Rodamiento			NJ212 ETVP2	
Ø exterior (mm)	Ø interior (mm)	Longitud (mm)	Capacidad de carga (kN)	Velocidad Referencial (rpm)
110	60	22	104	6300

3.14.2. Selección de rodamientos para el eje secundario

Los rodamientos que se seleccionará para el eje secundario, al igual que para el eje principal serán de rodillos cilíndricos. La figura 3.28, muestra la disposición de los rodamientos en el eje secundario.

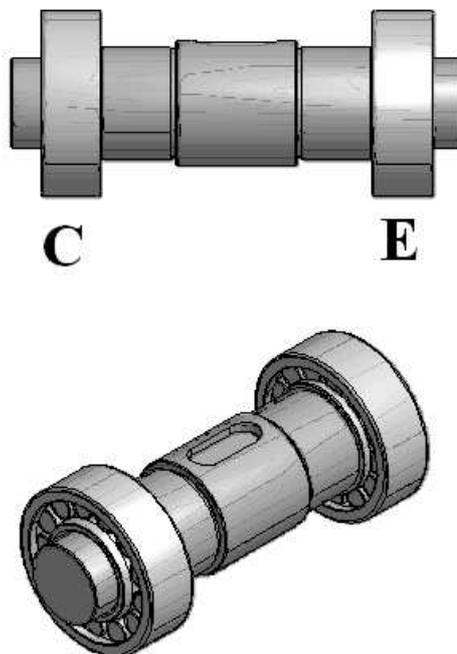


Figura 3.28. Disposición de los rodamientos en el eje secundario

Fuente: Autor

Las cargas aplicadas al eje secundario son las siguientes:

Las reacciones en el punto C y E son las mismas

$$R_{cy} = R_{Ey} = 34578.6 \text{ N}$$

$$R_{cz} = R_{Ez} = 34578.6 \text{ N}$$

Por lo tanto la reacción resultante será

$$RT_C = \sqrt{(R_{cy})^2 + (R_{cz})^2}$$

$$RT_C = \sqrt{(34578.6 \text{ N})^2 + (34578.6 \text{ N})^2}$$

$$RT_C = 48901.53 \text{ N}$$

$$RT_C = RT_E = 49 \text{ KN}$$

La reacción total determinada, es la carga que deberá soportar cada rodamiento.

Se seleccionarán 2 rodamientos del mismo tipo y sus características son las siguientes:

Denominación del Rodamiento			NJ2206 ETVP2	
Ø exterior (mm)	Ø interior (mm)	Longitud (mm)	Capacidad de carga (KN)	Velocidad Referencial (rpm)
62	30	20	50	9500

3.15. SISTEMA HIDRÁULICO

En los sistemas hidráulicos básicamente se transforma la energía, lo que proporciona una garantía de seguridad, fiabilidad y una reducción de costos puesto que el fluido es solo un medio de transporte, se puede regular y comandar dependiendo del diseño y la forma que posea el sistema.

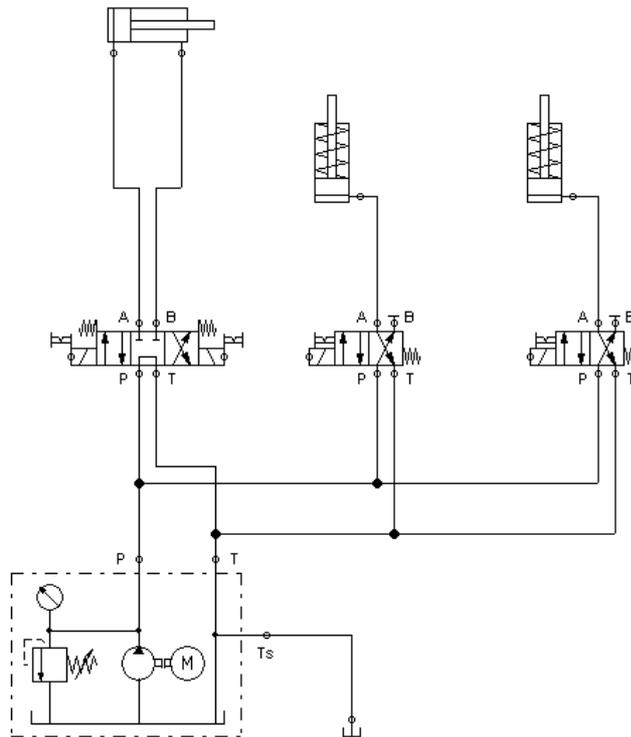


Figura 3.30. Esquema del circuito hidráulico

Fuente: Autor

Para el cálculo del sistema hidráulico se empezará determinando las dimensiones necesarias del cilindro hidráulico principal.

En el mercado se puede encontrar una bomba de engranajes con las siguientes características:

Presión: 20 MPa

Cilindrada: $12 \text{ cm}^3/\text{rev}$

Velocidad del motor que acopla a la bomba: 1745 rpm.

La velocidad de la bomba corresponde a una velocidad que puede suministrar un motor eléctrico que se seleccionará posteriormente.

Por lo tanto la presión a la que debe operar el cilindro es a 20 MPa y la fuerza necesaria que debe genera es 108733.6 N.

3.15.1. Cilindro hidráulico principal

Con los datos conocidos (presión, fuerza) se necesita encontrar el área necesaria que debe tener el cilindro hidráulico.

El cilindro hidráulico principal deberá ser un cilindro de doble efecto.

Para lo cual se empleará la siguiente fórmula:

$$F = P * A \tag{3.20}$$

$$A = \frac{F}{P}$$

Dónde:

F = Fuerza requerida

P = Presión en el lado del embolo

A = Superficie del cilindro

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{108733.6 \text{ N}}{20 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$A = 5.44 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Para determinar el diámetro del embolo del cilindro principal se empleará la fórmula del área:

$$A = \frac{\pi}{4} d^2$$

$$\frac{4 A}{\pi} = d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 A}{\pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 5.44 \times 10^{-3} \text{m}^2}{\pi}}$$

$$d = 0.08323 \text{ m}$$

$$d = 83.22 \text{ mm}$$

En las comercializadoras de productos hidráulicos se puede encontrar cilindros hidráulicos de doble efecto con diámetro del embolo 100 mm y 50 mm de vástago y 250 mm de carrera.

Al seleccionar el cilindro hidráulico antes mencionado se tendrá la siguiente presión en el lado del embolo.

$$F = P * A$$

$$P = \frac{108733.6 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} 100^2 \text{ mm}^2}$$

$$\mathbf{P = 13.84 \text{ MPa}}$$

Al seleccionar el cilindro hidráulico de 100 mm se puede generar la fuerza requerida de 108733.6 N, a una menor presión lo cual es más conveniente, ya que todo el sistema trabajara a presiones menores.

Para determinar el caudal del cilindro principal se tendrá que el cilindro debe cumplir al menos 3 ciclos por minuto

Se calculará la velocidad en el desplazamiento del cilindro:

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

(3.21)

Dónde:

V = Velocidad de desplazamiento

L = Carrera del cilindro

t = tiempo de desplazamiento

Datos:

$$L = 0.25\text{m}$$

$$t = \frac{60 \text{ seg}}{3} = 20 \text{ seg}$$

$$V = \frac{0.20 \text{ m}}{20 \text{ seg}}$$

$$V = 0.01 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Con la velocidad de desplazamiento del cilindro se calculará el caudal de aceite tanto en la salida como en el retroceso.

$$Q = V * A$$

(3.22)

Dónde:

Q = caudal

V = velocidad de desplazamiento

A = área

Datos:

$$V = 0.01 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} 0.1^2 = 0.0078 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} 0.05^2 = 0.002\text{m}^2$$

Caudal de salida:

$$Q_1 = V * A_1$$

$$Q_1 = 0.01 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0078 \text{ m}^2$$

$$Q_1 = 7.8 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Caudal de retroceso:

$$Q_2 = V * A_2$$

$$Q_2 = 0.01 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.002\text{m}^2$$

$$Q_2 = 2 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Caudal resultante:

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$Q = 9.8 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

3.15.2. Cilindros hidráulicos secundarios

Los cilindros hidráulicos secundarios son el apoyo al momento de ejercer el doblado, uno sujeta al tubo para que no haya deslizamiento entre la matriz y la guía de ajuste y el otro es el apoyo solidario de la guía al conformar los dobleces, para estas aplicaciones se emplearán cilindros de simple efecto.

La fuerza que deben ejercer los cilindros secundarios se determinó anteriormente, lo cual servirá para encontrar el diámetro necesario de los cilindros.

Datos:

$$F = 24012 \text{ N}$$

$$P = 20 \text{ MPa}$$

$$F = P * A$$

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{24012 \text{ N}}{20 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$A = 1.2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Para determinar el diámetro del embolo del cilindro secundario se empleará la fórmula del área

$$A = \frac{\pi}{4} d^2$$

$$\frac{4 A}{\pi} = d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 A}{\pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 1.2 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{\pi}}$$

$$d = 0.039 \text{ m}$$

$$d = 39 \text{ mm}$$

En las comercializadoras de productos hidráulicos se puede encontrar cilindros hidráulicos de simple efecto con diámetro del embolo 45 mm y 25 mm de vástago y 100 mm de carrera

Al seleccionar el cilindro hidráulico de simple efecto antes mencionado se tendrá la siguiente presión:

$$F = P * A$$

$$P = \frac{24012 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} 45^2 \text{ mm}^2}$$

$$P = 15 \text{ MPa}$$

Al seleccionar el cilindro hidráulico de simple efecto de 45 mm se puede generar la fuerza requerida de 24012 N, a una menor presión lo cual es más conveniente, ya que todo el sistema trabajara a presiones menores.

Los cilindros secundarios deben tener una acción instantánea de cierre para lo cual se estima un tiempo de 1.5 segundos.

Se calculará la velocidad en el desplazamiento de los cilindros secundarios:

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

Datos:

$$L' = 0.10 \text{ m}$$

$$t' = 1.5 \text{ seg}$$

$$V' = \frac{0.10 \text{ m}}{1.5 \text{ seg}}$$

$$V' = 0.067 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Con la velocidad de desplazamiento del cilindro se calculará el caudal de aceite.

$$Q = V * A$$

Dónde:

Q' = caudal

V' = velocidad de desplazamiento

A' = área

Datos:

$$V' = 0.067 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$A'_1 = \frac{\pi}{4} 0.045^2 = 0.00159 \text{ m}^2$$

Caudal de salida:

$$Q'_1 = V' * A'_1$$

$$Q'_1 = 0.067 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.00159 \text{ m}^2$$

$$Q'_1 = 1.066 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Al tratarse de dos cilindros de igual tamaño se tendrá el siguiente caudal:

Caudal resultante:

$$Q' = 2 * Q'_1$$

$$Q' = 2 * 1.066 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q' = 2.13 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

3.15.3. Cálculo del caudal del sistema

El caudal necesario del sistema será la suma del caudal del cilindro principal y los cilindros secundarios.

Por lo tanto el caudal necesario sería:

$$Q_R = Q + Q'$$

$$Q_R = 9.8 \times 10^{-5} + 2.13 \times 10^{-4}$$

$$Q_R = 3.11 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_R = 18.66 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

3.15.4. Cálculo del caudal de la bomba

Se comprobará si el caudal proporcionado por la bomba, es el necesario para satisfacer el caudal demandado por el sistema.

Con los datos conocidos de la bomba se calculará el caudal:

Cilindrada: $12 \text{ cm}^3/\text{rev}$

Velocidad del motor: 1745 rpm

$$Q_B = \text{Cilindrada} * \text{revoluciones}$$

$$Q_B = 12 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} * 1745 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

$$Q_B = 20940 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

$$Q_B = 20.94 \frac{\text{Its}}{\text{min}}$$

La eficiencia volumétrica de la bomba es del 95 %, por lo tanto tenemos:

$$Q_B = 20.94 \frac{\text{Its}}{\text{min}} * 0.95$$

$$Q_B = 19.89 \frac{\text{Its}}{\text{min}}$$

Una vez determinado el caudal de la bomba, comprobamos que el caudal suministrado por la bomba abastece al caudal requerido por el sistema.

$$Q_B > Q_R$$

$$19.89 \frac{\text{Its}}{\text{min}} > 18.66 \frac{\text{Its}}{\text{min}}$$

3.15.5. Selección de las electroválvulas direccionales

Se seleccionará una electroválvula 4/3 con centro cerrado para el mando del cilindro de doble efecto y dos electroválvulas 4/2 para el mando de los cilindros simple efecto. Para las electroválvulas se estimará una caída de presión $\Delta P_v = 3.6$ bar, las características de las electroválvulas se pueden observar en el anexo A.

En la figura 3.31, se muestra varios tipos de electroválvulas hidráulicas.

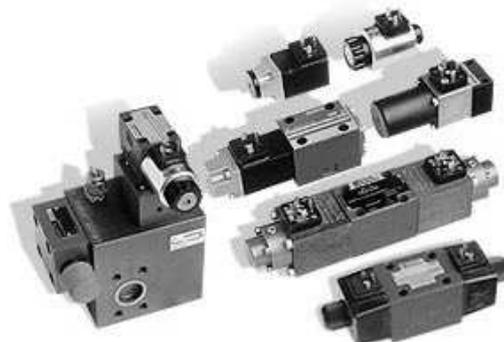


Figura 3.31. Electroválvulas

Fuente: <http://www.oleocontrol.com/electrovalvulas.jpg>

3.15.6. Selección de la válvula limitadora de presión.

Para limitar el sistema a una presión establecida seleccionaremos la válvula reguladora de presión. Para esta válvula se estimará una caída de presión $\Delta P_l = 0.8$ bar, las características de la válvula se pueden observar en el anexo A.

La figura 3.32, muestra una válvula limitadora de presión.



Figura 3.32. Válvula limitadora de presión

Fuente: <http://www.hidraulicamorell.com.mx/images/val26.jpg>

3.15.7. Selección de la tubería

Para las conexiones hidráulicas entre la central hidráulica, cilindros y válvulas se utilizará tubería flexible o manguera del tipo R2 con doble capa de malla y con acoples de 1/4, 3/8, 1/2 para las conexiones (ver anexo A).

En la figura 3.33, se muestra los tipos de mangueras que se puede encontrar en el mercado.

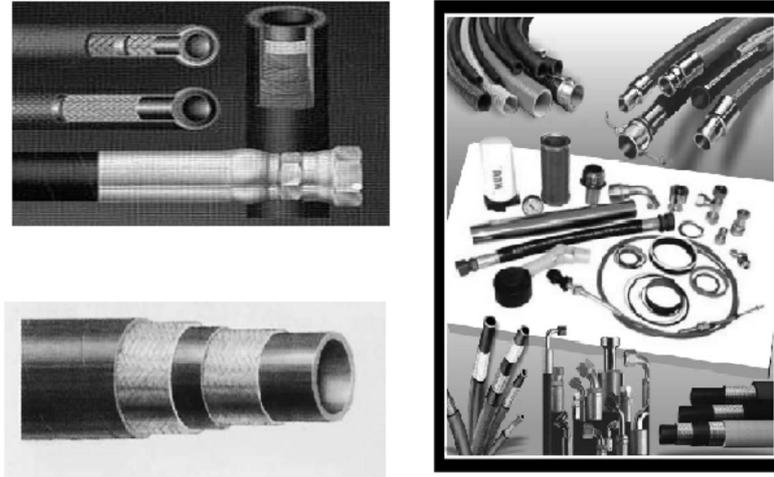


Figura 3.33. Manguera SAE R2

Fuente: http://hspservicios.com/productos/foto_Mangueras%20Hidraulicas_1.jpg

Las mangueras seleccionadas tienen un diámetro interior de 12.7 mm y se estimará una longitud para todas las conexiones de 5 m.

3.15.7.1. Pérdidas de presión en la tubería

Se empleará la ecuación de la continuidad:

$$Q = A * V$$

Dónde:

A = área de la tubería

Q = caudal suministrado por la bomba

V = velocidad del fluido

$$V = \frac{Q}{A}$$

Datos:

$d_t = 0.0127 \text{ m}$

$Q = 19.89 \text{ lt/min} = 0.0199 \text{ m}^3/\text{min}$

$$V = \frac{0.0199 \frac{m^3}{min}}{\frac{\pi}{4} (0.0127 m)^2}$$

$$V = 157.1 \frac{m}{min} \rightarrow V = 2.62 \frac{m}{seg}$$

Las pérdidas de presión en la tubería dependen del régimen de las partículas líquidas si es laminar o turbulento, el tipo de régimen se caracteriza por el número de Reynolds que viene dado por la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{V * d_t * \rho}{\mu}$$

(3.23)

Dónde:

Re= Número de Reynolds

dt= Diámetro interior de la tubería = 0.0127 m

V= Velocidad del fluido= 2.62 m/s

ρ = Densidad del fluido

μ = Viscosidad dinámica del fluido

Las características del aceite seleccionado son las siguientes:

Densidad del aceite hidráulico: $\rho = 890.5 \text{ Kg/m}^3$

Viscosidad cinemática: $\nu = 6.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$

Viscosidad dinámica: μ

Para determinar la viscosidad dinámica se aplica la siguiente fórmula:

$$\mu = \nu * \rho$$

(3.24)

$$\mu = 6.8 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}} * 890.5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = \mathbf{0.060554} \frac{\text{Kg}}{\text{m seg}}$$

Se reemplazará los datos en la ecuación (3.23)

$$\text{Re} = \frac{V * d_t * \rho}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{2.62 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0127 \text{ m} * 890.5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}}{0.060554 \frac{\text{Kg}}{\text{m seg}}}$$

$$\mathbf{\text{Re} = 489.32}$$

Como el número de Reynolds calculado es menor a 2000, la selección de la tubería para el sistema hidráulico es la correcta, puesto que se tiene un flujo laminar dentro de la tubería.

Para este tipo de régimen se recomienda tomar una pérdida igual a 0,06 bares por metro de tubería¹².

Por lo tanto:

$$\Delta P_t = 0.06 \frac{\text{bar}}{\text{m}} * 5 \text{ m}$$

$$\Delta P_t = 0.3 \text{ bar}$$

¹² GODOY CAGUANA Pablo Cesar, Diseño y Construcción de una máquina automática para la fabricación de prefabricados de hormigón”, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Ingeniería Mecánica, 2009, pág. 78.

3.15.8. Selección de la bomba

Se seleccionará una bomba de engranajes externos ya que es más fácil su adquisición en el mercado (ver anexo A). La figura 3.34, muestra una bomba de engranajes externos.



Figura 3.34. Bomba de engranajes externos CBD-F312

Fuente: <http://img.alibaba.com/photo/202539775/gear pump.jpg>

Para la selección de la bomba se debe conocer el caudal máximo requerido por los actuadores hidráulicos en un ciclo de trabajo y la presión del sistema más las pérdidas de presión provocadas por las válvulas y la tubería.

Los datos requeridos para la selección de la bomba son los siguientes:

$$\text{Caudal del sistema: } Q_R = 18.66 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

$$\text{Presión del sistema: } P = 15 \text{ MPa}$$

Se seleccionará la presión que ejercen los cilindros secundarios, puesto que la presión es mayor a la presión que ejerce el cilindro principal.

Las pérdidas de presión serán igual a la suma de las pérdidas ocasionadas por las válvulas direccionales (ΔP_v), válvula limitadora de presión (ΔP_l) y tuberías (ΔP_t).

Por lo tanto se tendrá:

$$\Delta P_R = \Delta P_t + \Delta P_l + \Delta P_v$$

$$\Delta P_R = (0.3 + 0.8 + 3.6)\text{bar}$$

$$\Delta P_R = 4.7 \text{ bar} \cong \Delta P_R = 0.47 \text{ MPa}$$

La presión total para la selección de la bomba será la suma de la presión del sistema más la presión por pérdidas:

$$P_R = P + \Delta P_R$$

$$P_R = 15 \text{ MPa} + 0.47 \text{ MPa}$$

$$P_R = 15.47 \text{ MPa}$$

Con los datos conocidos se seleccionará una bomba hidráulica de engranajes externos con las siguientes características:

Código del modelo: **CBD-F312**

Presión de Operación: 20 MPa

Presión máxima: 25 MPa

Cilindrada: 12 ml/rev

Rango de velocidad: 600 –3000 rpm.

Las características de la bomba hidráulica seleccionada cumplen satisfactoriamente con los parámetros demandados por el sistema hidráulico.

3.15.9. Selección de los manómetros

Los manómetros de presión son los instrumentos de medición para medir o indicar presiones en los sistemas hidráulicos (ver anexo A).

La figura 3.35, muestra un tipo de manómetro de glicerina con acoplamiento roscado.



Figura 3.35. Manómetro de 0 – 25 MPa

Fuente: <http://mundohidraulicoypneumatico.com/tienda/images/GBS2000PL-INTER.jpg>

El manómetro que se seleccionara tendrá las siguientes características:

Rango de presión: 0 – 25 MPa

Llenado: llenado con glicerina 90%

Rango de temperatura: - 20 hasta 60 °C.

Precisión del valor de la escala: 1.6 %

Instalación: acoplamiento roscado.

3.15.10. Depósito

El depósito sirve de almacenamiento para el fluido requerido por el sistema dispone, de un espacio suficiente para que el aire pueda separarse del fluido, permitiendo que los contaminantes se sedimenten, además un depósito bien diseñado ayuda a disipar el calor generado por el sistema. Ver figura 3.36.

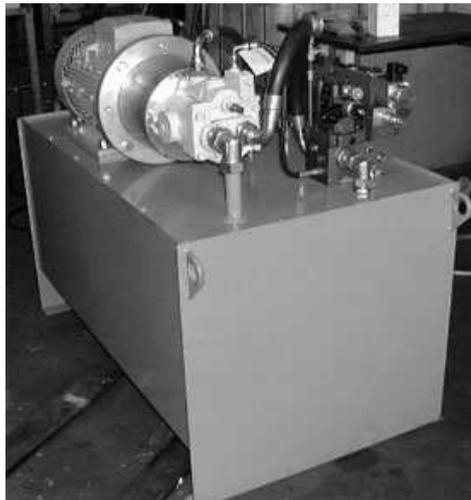
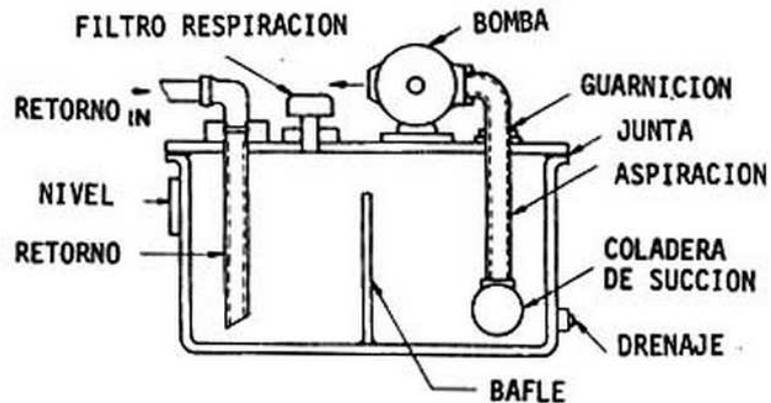


Figura 3.36. Esquema y grafico del depósito

Fuente: <http://www.neubor.es/Central%20Hidraulica.jpg>

El depósito debe ser lo suficientemente grande como para facilitar el enfriamiento y la separación de contaminantes.

Como mínimo debe contener todo el fluido que requiere el sistema y mantener un nivel lo suficientemente alto como para que no se produzcan torbellinos

en la línea de aspiración de la bomba. En general se utilizan depósitos que tienen 2 a 4 veces el caudal de la bomba¹³ en litros/minuto.

3.15.10.1. Dimensionamiento del depósito.

Para dimensionar el depósito se empleará la estimación antes vista de que el depósito contenga de 2 a 4 veces el caudal de la bomba en litros/minuto, para nuestro caso se utilizará 3 veces el caudal de la bomba

El caudal de la bomba es: $Q_B = 19.89 \frac{\text{Its}}{\text{min}}$

Por lo tanto el caudal del depósito será:

$$Q_D = (3 * Q_B) \frac{\text{Its}}{\text{min}}$$

$$Q_D = (3 * 19.89) \frac{\text{Its}}{\text{min}}$$

$$Q_D = 59.67 \frac{\text{Its}}{\text{min}}$$

Por lo que se fabricará un depósito que almacene 60 litros de aceite más el porcentaje del volumen de aire que oscila entre el 20 y 30% del volumen total de aceite.

Tomando en cuenta las consideraciones mencionadas, el volumen total del depósito será igual a:

$$V_T = V_{\text{aceite}} + V_{\text{aire}}$$

Pero sabemos que el volumen de aire es: $0.3 (V_{\text{aceite}})$

Entonces se tendrá:

¹³<http://efamoratalaz.com>, EfaMoratalaz, Electromecánica de vehículos. circuitos de fluidos, suspensión y dirección, pág. 36

$$V_T = V_{\text{aceite}} + 0.3 (V_{\text{aceite}})$$

$$V_T = 60 \text{ lt} + 0.3 (60 \text{ lt})$$

$$\mathbf{V_T = 78 \text{ litros} = 78000 \text{ cm}^3}$$

Con la fórmula del volumen se procede a dimensionar el depósito, sabiendo que es un contenedor en forma de cubo.

$$V_T = a^3$$

$$a = \sqrt[3]{V_T}$$

$$a = \sqrt[3]{78000 \text{ cm}^3}$$

$$\mathbf{a = 42.72 \text{ cm}}$$

Es decir para este proyecto se fabricará un depósito en forma de cubo con aproximadamente 42.72 cm de lado.

3.16. SISTEMA ELÉCTRICO

El sistema eléctrico está comprendido principalmente por el motor eléctrico que es el medio que suministra la potencia necesaria para el funcionamiento de la máquina, seguido por los elementos de protección tales como breaker, fusibles, relé térmico, switch, pulsadores, elementos para el sistema control.

Una vez que se seleccione los elementos de protección se realizará los circuitos para los mandos de potencia y control.

3.16.1. Selección del motor eléctrico

El motor que se seleccionará será un motor Trifásico ya que puede ser aplicado en bombas, ventiladores, extractores, molinos, grúas, compresores y otras aplicaciones en donde se requieran de motores asincrónicos trifásicos de inducción.

La figura 3.37, muestra un motor eléctrico trifásico de inducción.



Figura 3.37. Motor eléctrico Trifásico de inducción

Fuente: <http://img2.mlstatic.com/motores-weg>

El motor eléctrico debe tener una velocidad de 1740 rpm como se había asumido anteriormente. Para encontrar la potencia necesaria del motor eléctrico, se calculará la potencia hidráulica requerida por el sistema hidráulico:

$$Pot_H = P_R * Q_B \quad (3.25)$$

Dónde:

Pot_H: Potencia hidráulica

P_R = Presión de trabajo = 15.47 MPa

Q_B = Caudal requerido = 18.66 lt/min = 0.000311 m³/s

Remplazando los datos en la ecuación 3.9 se tiene:

$$\text{Pot}_H = 15.47 \times 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2} * 0.000311 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Pot}_H = 4.8 \text{ KW}$$

Con la potencia hidráulica calculada se encontrará la potencia mecánica, para lo cual se empleará la siguiente fórmula:

$$\text{Pot}_M = \frac{\text{Pot}_H}{\eta_b} \tag{3.26}$$

Dónde:

$$\eta_b = \text{Eficiencia de la bomba} = \eta_v * \eta_m$$

$$\eta_v = \text{Eficiencia volumétrica} = 0.95$$

$$\eta_m = \text{Eficiencia mecánica} = 0.95$$

Remplazando los datos en la ecuación (3.26) se tiene:

$$\text{Pot}_M = \frac{\text{Pot}_H}{\eta_v * \eta_m}$$

$$\text{Pot}_M = \frac{5.84}{0.95 * 0.95} \text{ KW}$$

$$\text{Pot}_M = 5.32 \text{ KW}$$

La eficiencia de los motores eléctricos es del 85 %, por lo tanto la potencia del motor eléctrico será la siguiente:

$$\text{Pot}_{\text{motor}} = \frac{\text{Pot}_M}{\eta_{\text{motor}}}$$

$$\text{Pot}_{\text{motor}} = \frac{5.32 \text{ KW}}{0.80}$$

$$\text{Pot}_{\text{motor}} = 6.65 \text{ KW}$$

$$\text{Pot}_{\text{motor}} = \mathbf{8.91 \text{ HP}}$$

Se selecciona un motor eléctrico trifásico de 4 polos con una potencia de 10 HP, con una corriente nominal de 28.8 Amperios y 220 voltios.

3.16.2. Selección de los componentes del sistema eléctrico

Para la selección de los componentes del circuito eléctrico se tomará como referencia la potencia del motor eléctrico, la corriente nominal y el voltaje.

$$P = 10 \text{ HP}$$

$$I_n = 28.8 \text{ [A]}$$

$$V = 220 \text{ [v]}$$

3.16.2.1. Selección del breaker trifásico industrial

Para seleccionar el breaker se debe calcular la corriente de protección (I_p) mediante la siguiente formula:

$$I_p = 1.25 * I_n \tag{3.27}$$

Dónde:

I_n = Corriente Nominal

I_p = Corriente de protección

$$I_p = 1.25 * 28.8 \text{ [A]}$$

$$I_p = 36 \text{ [A]}$$

Se seleccionara un breaker trifásico con corriente de protección (I_p) = 40 – 50 [A]. La figura 3.38, muestra un breaker trifásico de 40 amperios.



Figura 3.38. Breaker Trifásico

Fuente: <http://www.machsources.com/productimages/3411/miniature-circuit-breakers.jpg>

3.16.2.2. Selección del contactor

Para la selección del contactor se tomará en cuenta que la potencia del motor es de 10 HP, y la conexión que se realizará de manera directa. Ver figura 3.39.



Figura 3.39. Contactor Trifásico

Fuente: <http://www.hansaindustria.com.bo>

3.16.2.3. Selección de los elementos para el sistema de control

Para el accionamiento automático de la máquina se emplearán varios elementos de control como por ejemplo sensores inductivos, relés, borneras, temporizador, pulsadores, selectores. En la figura 3.40, se muestran varios elementos de control eléctrico.



Figura 3.40. Elementos de control eléctrico.

Fuente: <http://www.sumayan.com/imagenes/electricos.png>

3.17. ESTRUCTURA BASE

El diseño estructural es indispensable ya que al final la estructura de la máquina es la que soportará las cargas de los elementos mecánicos, hidráulicos y eléctricos. Debido a esto se necesitan estructuras estables y rígidas, y que además soporten todas las fuerzas y reacciones que serán producidas por las actividades que se realizarán en todos los procesos.

En la figura 3.41 se muestra la estructura base de la máquina dobladora de tubos.

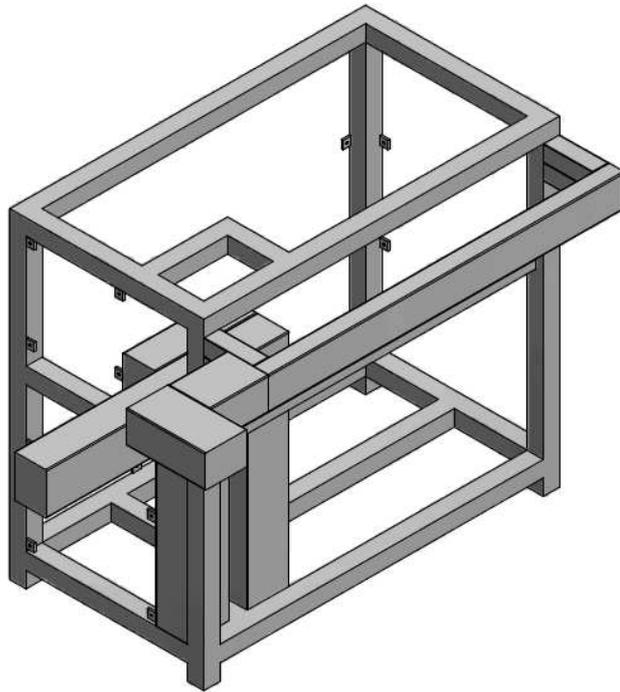


Figura 3.41. Estructura base

Fuente: Autor

El análisis de la estructura base se lo realizará mediante el software AUTODESK INVENTOR, el cual realiza los cálculos basándose en el criterio de máxima tensión de Von Mises, la cual es conocida como la teoría de la energía de distorsión máxima.

En términos de las tensiones principales σ_1 , σ_2 , σ_3 , la tensión de Von Mises¹⁴ se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \geq \sigma_y$$

¹⁴ Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Octava edición, año 2008, pág. 214.

3.17.1. Cálculo de la estructura base.

La estructura base se fabricará con perfiles de acero ASTM A-36 (acero suave), las propiedades del material se detallan en la tabla N° 5.

Tabla N° 5 Propiedades del acero ASTM A-36

Nombre	Acero, suave ASTM A-36	
General	Densidad de masa	7,86 g/cm ³
	Límite de elasticidad	207 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	220 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,275 su
	Módulo cortante	86,2745 GPa
Tensión térmica	Coefficiente de expansión	0,000012 su/c
	Conductividad térmica	56 W/(m K)
	Calor específico	460 J/(kg c)
Nombre(s) de pieza	estructura.ipt	

Fuente: Autodesk inventor 2013

Dentro del software se definen las cargas y características del elemento a analizar. La figura 3.42, muestra la disposición de las cargas en la estructura base.

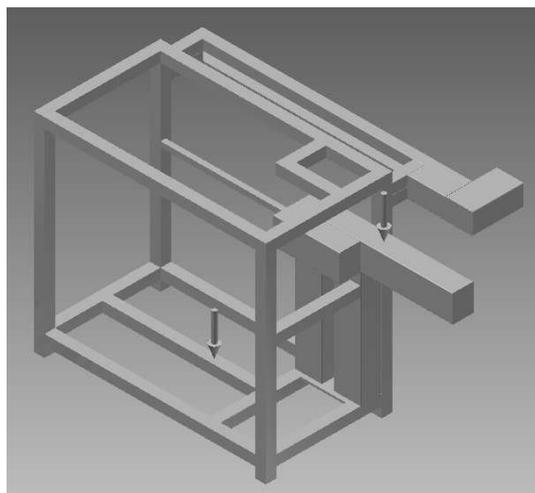


Figura 3.42. Disposición de cargas en la estructura base

Fuente: Autor

Con las cargas aplicadas se procede a realizar la simulación del análisis de tensión donde se obtendrá los resultados y los diagramas correspondientes.

La tabla N° 6 muestra los resultados obtenidos mediante la simulación en el software AUTODESK INVENTOR.

Tabla N° 6 Resultados obtenidos mediante la simulación

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X,Y,Z)	Magnitud	Componente (X,Y,Z)
Restricción fija:1	6000 N	0 N	1948,73 N m	598,121 N m
		0 N		1854,54 N m
		-6000 N		21,8795 N m

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	26965400 mm ³	
Masa	211,948 kg	
Tensión de Von Mises	0,00002468 MPa	33,8199 MPa
Primera tensión principal	-7,67198 MPa	24,1481 MPa
Tercera tensión principal	-38,4939 MPa	7,48874 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,124236 mm
Coefficiente de seguridad	6,12067 su	15 su

Después del análisis realizado se puede observar que la máxima tensión de Von Mises es de 33.82 MPa, la cual es menor al límite de fluencia del material el cual es de 207 MPa, con estos resultados se puede concluir que el elemento diseñado soporta la tensión máxima y no fallará. Ver figura 3.43.

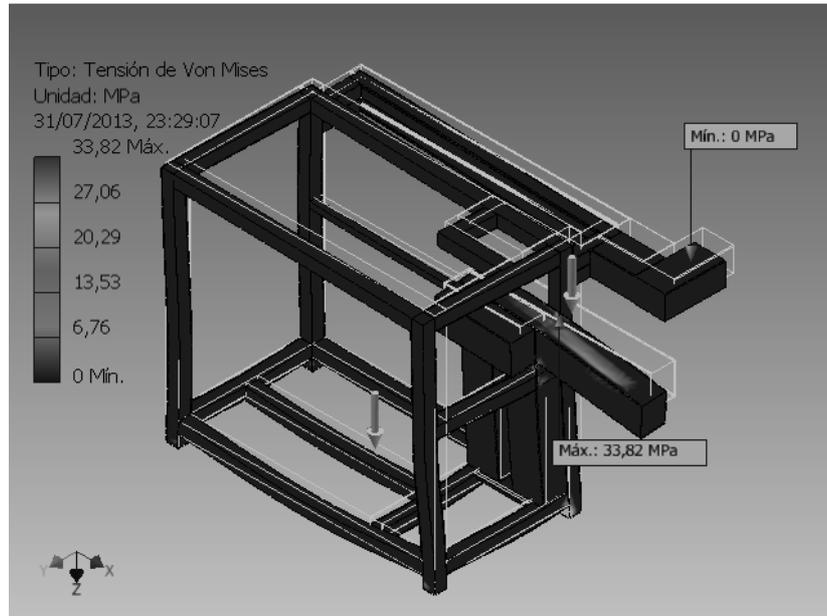


Figura 3.43. Tensión de Von Mises

Fuente: Autodesk Inventor

El desplazamiento máximo que ocurre en el elemento analizado es de 0,124236 mm, por lo que este desplazamiento no afecta al correcto funcionamiento de la máquina. Ver figura 3.44.

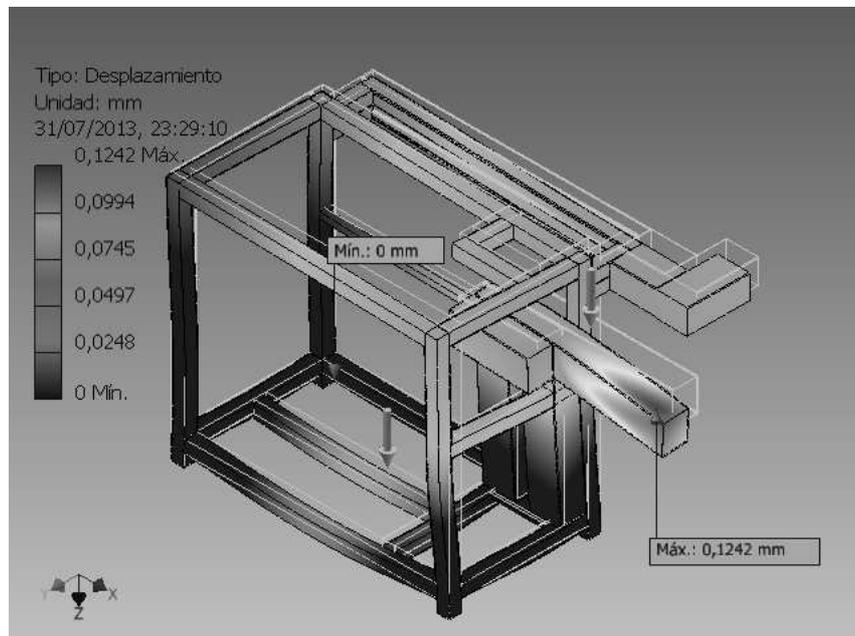


Figura 3.44. Desplazamiento máximo

Fuente: Autodesk Inventor

En los resultados se obtiene el valor máximo y mínimo del factor de seguridad siendo estos de 15 y 6,12 respectivamente. Ver figura 3.45.

El factor de seguridad de 6,12 es el valor del punto crítico, donde se apoya el mecanismo de la máquina.

En conclusión el factor de seguridad al ser un número mayor a 1, garantiza el buen funcionamiento de la estructura.

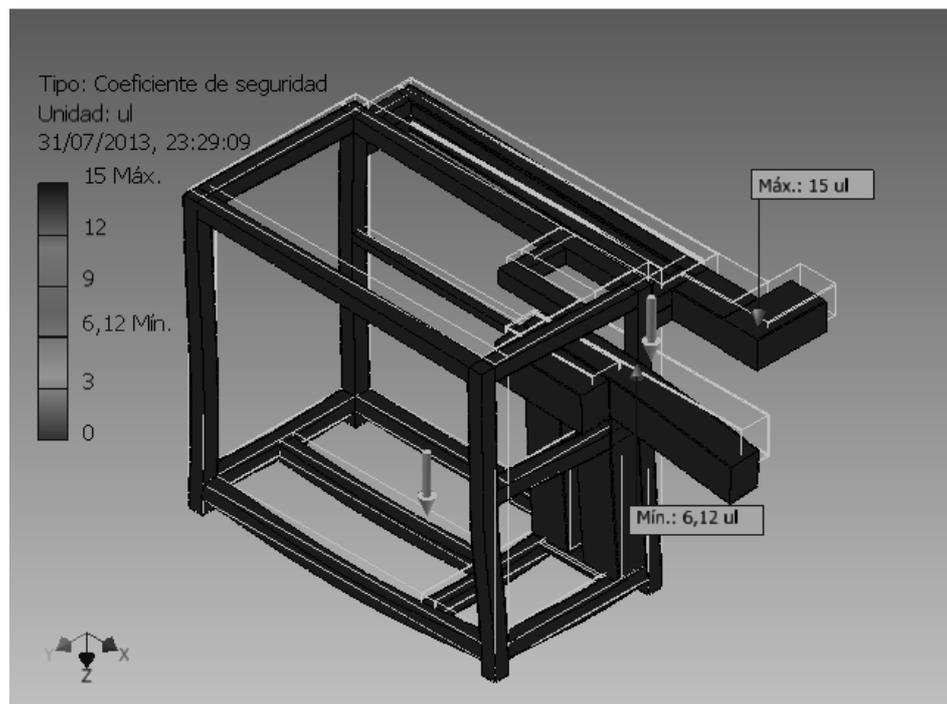


Figura 3.45. Factor de seguridad

Fuente: Autodesk Inventor

CAPÍTULO IV

4. COSTOS

En el siguiente análisis económico se pretende dar una descripción general de todos los gastos realizados para obtener el valor de la inversión realizada en el diseño y construcción de la máquina.

4.1. COSTOS DIRECTOS

En el análisis se toma en cuenta los gastos por materiales, mano de obra, equipos y maquinarias además de la fabricación de componentes realizados por proveedores externos.

El análisis de costos de componentes y accesorios se realizará por subconjuntos tal como se muestra en los planos de la máquina

4.1.1. Costos de materiales y componentes mecánicos e hidráulicos

Los costos de materiales y accesorios mecánicos e hidráulicos de la máquina se detallan en la tabla N° 7.

Tabla N° 7 Detalle de costos individuales de los componentes mecánicos e hidráulicos

ESTRUCTURA BASE						
DESCRIPCIÓN	MATERIAL	DETALLE	CNT	V. UNIT.	DESC.	COSTO
Estructura	Tubo A-36 □ 50x6000x2	Unidad	2	58,2	0%	116,40
Tablero	Plancha A-36 2400x1200x3 mm	Unidad	0,55	70,36	0%	38,70
Placa Asiento Mecanismo	Plancha A-36 450x320x10 mm	Unidad	1	7,98	0%	7,98
Placa Base	Plancha A-36 2400x1200x3 mm	Unidad	0,2	70,36	0%	14,07

Complemento Placa Base	Plancha A-36 2400x1200x3 mm	Unidad	0,1	70,36	0%	7,04
Placa Fijación 1	Plancha A-36 140x140x20 mm	Unidad	1	6,68	0%	6,68
Placa Fijación 2	Plancha A-36 135x110x15 mm	Unidad	1	4,02	0%	4,02
Complemento Placa Fijación 1	Plancha A-36 135x55x15 mm	Unidad	1	2,01	0%	2,01
Cubierta (1)	Plancha A-36 2400x1200x0,9 mm	Unidad	0,3	21,68	0%	6,50
Cubierta (2)	Plancha A-36 2400x1200x0,9 mm	Unidad	0,3	21,68	0%	6,50
Cubierta (3)	Plancha A-36 2400x1200x0,9 mm	Unidad	0,45	21,68	0%	9,76
Puerta	Plancha A-36 2400x1200x0,9 mm	Unidad	0,4	21,68	0%	8,67
Manija Metálica	Compra	Unidad	2	1,5	0%	3,00
Tornillo Maq. Ø 1/4 * 1/2 UNC	Compra	Unidad	28	0,06	0%	1,68
Cubierta Ventilación	Plancha A-36 2400x1200x0,9 mm	Unidad	0,05	21,68	0%	1,08
Guía de Conformado	Tercerizado	Unidad	1	150	0%	150,00
Perno Allen 3/8 * 1" UNC	Compra	Unidad	25	0,2	0%	5,00
Arandela Plana Ø 3/8	Compra	Unidad	7	0,02	0%	0,14
Brazo Giratorio	Tercerizado	Unidad	1	120	0%	120,00
Pintura	Compra	Galones	1	24,1	0%	24,10
Alambre MIG ER 70S-6	Compra	unidad	1	35,50	0%	35,50
SUBTOTAL 1						568,84
CENTRALINA HIDRAULICA						
DESCRIPCIÓN	MATERIAL	DETALLE	CNT	V. UNIT.	DESC.	COSTO
Depósito	Plancha A-36 2400x1200x3 mm	Unidad	0,75	70,36	0%	52,77
Borde Fijación	Angulo A-36 25x6000x3 mm	Unidad	0,3	7,91	0%	2,37
Parante	Angulo A-36 25x6000x3 mm	Unidad	0,4	7,91	0%	3,16
Tapa Lateral	Plancha A-36 1000x1000x10 mm	Unidad	0,05	150	0%	7,50
Tapa Superior	Plancha A-36 1000x1000x8 mm	Unidad	0,35	121,44	0%	42,50
Visor de Nivel de aceite	Compra	Unidad	1	27,59	3%	26,76
Motor Eléctrico 10 HP WEG	Compra	Unidad	1	570,28	20%	456,22

Bomba Engranajes 20 MPa	Compra	Unidad	1	300	0%	300,00
Acoplamiento Matrimonio	Compra	Unidad	1	65	0%	65,00
Soporte Bomba	Plancha A-36 1000x1000x8 mm	Unidad	0,035	121,44	0%	4,25
Tuerca Hexagonal 1/4 - UNC	Compra	Unidad	22	0,02	0%	0,44
Perno Allen 1/4 * 3/4 UNC	Compra	Unidad	22	0,12	0%	2,64
Acople JIC16-UNF16	Compra	Unidad	2	9,25	20%	14,80
Válvula Check 3/4"	Compra	Unidad	1	37,35	10%	33,62
Acople 90° JIC16-UNF16	Compra	Unidad	1	17,5	20%	14,00
Acople JIC12-UNF12	Compra	Unidad	1	6,1	20%	4,88
Filtro de Succión	Compra	Unidad	1	40	0%	40,00
Tubería Succión y Descarga	Tubo A-36 Ø 1/2 Vapor	Unidad	0,1	13	0%	1,30
Acople NPT 12	Compra	Unidad	1	6,52	20%	5,22
Tuerca Fijación	AISI 1018 Ø 50 *15 mm	Metro	0,015	50	0%	0,75
Arandela Plana Ø 3/8	Compra	Unidad	8	0,02	0%	0,16
Arandela de Presión Ø 3/8	Compra	Unidad	10	0,02	0%	0,20
Perno Hexagonal 3/8 * 1" UNC	Compra	Unidad	6	0,06	0%	0,36
Perno Hexagonal 3/8 * 1 1/2" UNC	Compra	Unidad	4	0,065	0%	0,26
Neplo 1/2 * 1 1/2"	Compra	Unidad	1	0,5	0%	0,50
Codo 90° - 1/2	Compra	Unidad	1	0,75	0%	0,75
Neplo 1/2 * 2"	Compra	Unidad	1	1	0%	1,00
Válvula Limitadora de Presión 1/2	Compra	Unidad	1	160	3%	155,20
Manómetro 0-5000 PSI	Compra	Unidad	1	25,52	0%	25,52
Manómetro 0-3000 PSI	Compra	Unidad	2	12,99	0%	25,98
O-ring 30x3,55 G	Compra	Unidad	1	1	0%	1,00
Filtro de Llenado	Compra	Unidad	1	25	10%	22,50
Válvula de bola 1/2	Compra	Unidad	1	5	0%	5,00
Acople JIC8-UNF8	Compra	Unidad	11	3,92	20%	34,50

Acople en T- NPT8	Compra	Unidad	1	12	20%	9,60
Soporte Descarga	AISI 1018 Ø 50 *5 mm	Metro	0,035	50	0%	1,75
Perno Allen 3/16 * 3/4" UNC	Compra	Unidad	9	0,1	0%	0,90
Bloque Manifold	Compra	Unidad	1	185,5	3%	179,94
Válvula Limitadora Modular	Compra	Unidad	2	115,86	5%	220,13
Electroválvula 4/2	Compra	Unidad	2	165,37	3%	320,82
Acople JIC6-UNF6	Compra	Unidad	4	1,44	20%	4,61
Tapón NPT-6	Compra	Unidad	6	0,96	20%	4,61
Electroválvula 4/3 centro Tándem	Compra	Unidad	1	229,69	3%	222,80
Acople M-H NPT4 - NPT2	Compra	Unidad	2	2	20%	3,20
Acople M NPT4 - JIC6	Compra	Unidad	2	1,44	20%	2,30
Acople M NPT6 - JIC8	Compra	Unidad	2	2,76	20%	4,42
Soporte Manifold	Plancha A-36 1000x1000x8 mm	Unidad	0,028	121,44	0%	3,40
Arandela Presión 5/16	Compra	Unidad	2	0,01	0%	0,02
Perno Hexagonal 5/16 * 3/4" UNC	Compra	Unidad	2	0,05	0%	0,10
Perno Allen 1/4 * 3" UNC	Compra	Unidad	2	0,75	0%	1,50
Acople M NPT12-JIC8	Compra	Unidad	1	3,13	20%	2,50
Válvula Reguladora de Caudal 1/2	Compra	Unidad	2	28,75	0%	57,50
Acople M NPT8 - JIC 6	Compra	Unidad	2	2,88	20%	4,61
Mangueras hidráulicas	Compra	Metro	10	8,56	20%	68,48
Aceite Hidráulico ISO 68	Compra	5 Galones	4	135,92	48%	282,71
SUBTOTAL 2						2747,01
CILINDRO DOBLE EFECTO GUIA						
DESCRIPCIÓN	MATERIAL	DETALLE	CNT	V. UNIT.	DESC.	COSTO
Cilindro Hidráulico D/E Guía	Tercerizado	Unidad	1	487,19	0%	487,19
Placa Soporte 2	Plancha A-36 145x85x15 mm	Unidad	1	4,67	0%	4,67
Soporte (Rodillo)	Plancha A-36 300x65x20 mm	Unidad	1	6,16	0%	6,16

Grasero M8	Compra	Unidad	1	0,25	0%	0,25
Prisionero 1/4 * 1/2 UNC	Compra	Unidad	1	0,1	0%	0,10
Rodillo	AISI 1045 Ø 50 * 75 mm	Metro	0,075	52	0%	3,90
Bocín - Rodillo	Bronce SAE - 64 Ø 50 * 75 mm	Metro	0,075	154,88	0%	11,62
Tuerca Hexagonal M-20	Compra	Unidad	1	0,5	0%	0,50
Eje Soporte	AISI 1045 Ø 25 * 105 mm	Metro	0,105	12	0%	1,26
Acople M JIC6 - NPT4	Compra	Unidad	2	1,44	20%	2,30
SUBTOTAL 3						517,95
CILINDRO DOBLE EFECTO AJUSTE						
DESCRIPCIÓN	MATERIAL	DETALLE	CNT	V. UNIT.	DESC.	COSTO
Cilindro Hidráulico D/E Ajuste	Tercerizado	Unidad	1	487,19	0%	487,19
Placa Soporte 3	Plancha A-36 255x85x15 mm	Unidad	1	8,21	0%	8,21
Acople M JIC6 - NPT4	Compra	Unidad	2	1,44	20%	2,30
Pasador Ranurado Ø 1/4 * 2"	Compra	Unidad	1	0,12	0%	0,12
Mordaza	Tercerizado	Unidad	1	50	0%	50,00
SUBTOTAL 4						547,82
CILINDRO DOBLE EFECTO FUERZA						
DESCRIPCIÓN	MATERIAL	DETALLE	CNT	V. UNIT.	DESC.	COSTO
Cilindro Hidráulico D/E Fuerza	Tercerizado	Unidad	1	830	0%	830,00
Acople M JIC6 - NPT4	Compra	Unidad	2	1,44	20%	2,30
Perno Allen 3/8 * 1 1/4" UNC	Compra	Unidad	4	0,25	0%	1,00
Placa Soporte 1	Plancha A-36 255x85x15 mm	Unidad	1	10,97	0%	10,97
SUBTOTAL 5						844,27
MATRIZ DE CONFORMADO						
DESCRIPCIÓN	MATERIAL	DETALLE	CNT	V. UNIT.	DESC.	COSTO
Matriz	Tercerizado	Unidad	1	150	0%	150,00

Complemento Matriz	Tercerizado	Unidad	1	50	0%	50,00
SUBTOTAL 6						200,00
ELEMENTO FIJACIÓN MATRIZ						
DESCRIPCIÓN	MATERIAL	DETALLE	CNT	V. UNIT.	DESC.	COSTO
Soporte	Plancha A-36 340x35x15 mm	Unidad	1	5,8	0%	5,80
Eje - Soporte	AISI 1018 Ø 19 * 65 mm	Metro	0,065	3,15	0%	0,20
Arandela de Presión Ø 5/8"	Compra	Unidad	1	0,1	0%	0,10
Tuerca Hexagonal 5/8" UNF	Compra	Unidad	1	0,18	0%	0,18
SUBTOTAL 7						6,28
MECANISMO						
DESCRIPCIÓN	MATERIAL	DETALLE	CNT	V. UNIT.	DESC.	COSTO
Placa Mecanismo (1)	Plancha A-36 450x320x20 mm	Unidad	1	53,47	0%	53,47
Bocín - Soporte (1)	AISI 1018 Ø 75 * 40 mm	Metro	0,04	77,44	0%	3,10
Rodamiento Rod. Cilíndricos N206E	Compra	Unidad	2	40,337	30%	56,47
Anillo de Seguridad Ø 38 * 1,75	Compra	Unidad	2	0,8	0%	1,60
Bocín Acople	AISI 1018 Ø 38 * 100 mm	Metro	0,1	23,91	0%	2,39
Cremallera Z=38	Tercerizado	Unidad	1	200	0%	200,00
Pasador Ranurado Ø 1/4 * 2"	Compra	Unidad	1	0,12	0%	0,12
Placa Mecanismo (2)	Plancha A-36 450x320x20 mm	Unidad	1	53,47	0%	53,47
Bocín - Soporte (2)	AISI 1018 Ø 75 * 40 mm	Metro	0,04	77,44	0%	3,10
Retenedor A 30*62*7 NBR	Compra	Unidad	1	1,3	10%	1,17
Retenedor A 60*110*10 NBR	Compra	Unidad	1	3,5	10%	3,15
Bocín - Soporte (3)	AISI 1018 Ø 127 * 40 mm	Metro	0,04	245,52	0%	9,82
Rodamiento Rod. Cilíndricos N212E	Compra	Unidad	1	79,03	30%	55,32
Cubierta Mecanismo	Plancha A-36 2400x1200x0,9 mm	Unidad	0,1	21,68	0%	2,17
Tornillo Maq. Ø 1/4 * 1/2 UNC	Compra	Unidad	13	0,06	0%	0,78
Rodamiento Rod. Cilíndricos N208E	Compra	Unidad	1	56,01	30%	39,21

Bocín - Soporte (4)	AISI 1018 Ø 100 * 40 mm	Metro	0,04	136,4	0%	5,46
Eje Principal	Tercerizado	Unidad	1	100	0%	100,00
Engranaje - Piñón	Tercerizado	Unidad	1	80	0%	80,00
Anillo de Seguridad Ø 56 * 2	Compra	Unidad	2	1,73	0%	3,46
Engranaje - Rueda	Tercerizado	Unidad	1	120	0%	120,00
Chaveta A12 * 8 * 32	Compra	Unidad	1	3	0%	3,00
Eje Secundario	Tercerizado	Unidad	1	60	0%	60,00
SUBTOTAL 8						857,25

Fuente: Autor

En la tabla N° 8, se muestra los costos totales de los componentes mecánicos e hidráulicos.

Tabla N° 8 Costo total de componentes mecánicos e hidráulicos

DESCRIPCIÓN	COSTO
Subtotal 1	568,84
Subtotal 2	2747,01
Subtotal 3	517,95
Subtotal 4	547,82
Subtotal 5	844,27
Subtotal 6	200,00
Subtotal 7	6,28
Subtotal 8	857,25
TOTAL	6289,43

Fuente: Autor

El costo total por la fabricación, tercerización y compra de los componentes mecánicos e hidráulicos dan un total de **6289.43 USD**.

4.1.2. Costos de materiales y accesorios para el sistema de control eléctrico.

Los costos de materiales y accesorios para el sistema de control eléctrico de la máquina se detallan en la tabla N° 9.

Tabla N° 9 Costo total de materiales y accesorios para el sistema de control eléctrico

DESCRIPCIÓN	DETALLE	CNT	V. UNIT.	DESC.	COSTO
Contactador 40A	C1-D40	1	36,06	5%	34,26
Relé Térmico 23 - 32A	PQ-R2-D1353	1	12,27	5%	11,66
Pulsador Doble Luminoso	P9DPL547	1	20,82	5%	19,78
Selector dos posiciones	SK-05-ED21	1	2,1	5%	2,00
Pulsador Marcha	FPB-EA1	1	1,83	5%	1,74
Timer 60s - 60m con base	AH3-C/24-240V	1	21,05	5%	20,00
Cable Sucre TCJN (mts)	3 * 18 AWG	10	0,823	5%	7,82
Gabinete doble fondo 40*30*20	A.S.S	1	26,32	5%	25,00
Final de carrera	AM 1308	3	3,5	5%	9,98
Canaleta blanca 40*25	DEXON	1	6,14	5%	5,83
Breaker sobrepuesto 3 * 50A	QOU-350	1	42,18	5%	40,07
Riel Din	C.S.C	1	3,09	5%	2,94
Cable THHN Flex (mts)	10 AWG	5	0,869	5%	4,13
Botón Paro Emergencia	NPT - 86	1	7,5	5%	7,13
Bornera para Riel	8 AWG	6	1,67	5%	9,52
Bornera para Riel	12 AWG	10	1,14	5%	10,83
Breaker para riel 1*6A	DOMAE	1	5,45	5%	5,18
Luz piloto (rojo y verde)	AD1622DS	2	1,88	5%	3,57
TOTAL					221,41

Fuente: Autor

El costo total por la adquisición de materiales y accesorios para el sistema de control eléctrico es de **221.41 USD**.

4.1.3. Costos por mano de obra

El costo por la utilización del talento humano se detallan en la tabla N° 10.

Tabla N° 10 Costos por mano de obra

TRABAJADOR	SALARIO / HORA	HORAS EMPLEADAS	COSTO
Maestro Mecánico	2,5	160	400
Ayudante Mecánico	1,5	80	120
Maestro Eléctrico	2,5	72	180
TOTAL			700

Fuente: Autor

4.1.4. Costos por maquinaria y equipos utilizados

El costo por la utilización de maquinaria y los equipos en el proceso de construcción de la máquina se detallan en la tabla N° 11.

Tabla N° 11 Costos por maquinaria y equipos utilizados

MAQUINA / HERRAMIENTA	COSTO / HORA	HORAS EMPLEADAS	COSTO
Torno	10	30	300
Guillotina	5	1	5
Plegadora	5	1	5
Sierra de Cinta	5	5	25

Compresor	5	3	15
Taladro	8	10	80
Soldadora MIG	5	20	100
Amoladora/Pulidora	3	10	30
Herramienta Manual	5 % Mano de Obra		35
TOTAL			595

Fuente: Autor

4.1.5. Costos directos totales

El valor total por costos directos se detalla en la Tabla N° 12.

Tabla N° 12 Costos directos totales

DESCRIPCIÓN	VALOR
Costo total componentes mecánicos e hidráulicos	6289,43
Costo materiales y accesorios sistema de control eléctrico	221,41
Costo por mano de obra	700
Costo por utilización de maquinaria y equipos	595
TOTAL COSTOS DIRECTOS (USD)	7805,84

Fuente: Autor

4.2. COSTOS INDIRECTOS

En los costos indirectos se considerará el aporte del diseñador y los imprevistos que surgen en el proceso de fabricación. Ver tabla N° 13.

Tabla N° 13 Costos indirectos

DESCRIPCIÓN	PORCENTAJE COSTOS DIRECTOS	VALOR
Ingeniería (Diseño)	10%	777,03
Imprevistos	5%	388,52
TOTAL COSTOS INDIRECTOS (USD)		1165,55

Fuente: Autor

4.3. COSTOS TOTALES

Los costos totales equivalen a la suma de los costos directos más los costos indirectos. Ver tabla N° 14.

Tabla N° 14 Costos totales

DESCRIPCIÓN	VALOR
Costos Directos	7805,84
Costos Indirectos	1165,55
COSTO TOTAL (USD)	8971,39

Fuente: Autor

El costo total de la construcción de la máquina “Dobladora hidráulica de tubos con accionamiento automático”, corresponde a la suma total de los costos directos como los indirectos, los mismos que suman la cantidad de **8971.39 USD**

CAPÍTULO V

5. ELABORACIÓN DE PLANOS, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

5.1. ELABORACIÓN DE PLANOS

Los planos de la máquina se presentan en el **ANEXO D**, en ellos se encontrará toda la información necesaria para la construcción y montaje de la máquina.

5.2. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

Para la construcción de los elementos que conforman la máquina, se emplearon diversas máquinas herramientas, equipos, instrumentos de medición.

Los elementos empleados se detallan a continuación.

- **Máquinas Herramientas y equipos**

- a) Torno
- b) Fresadora
- c) Soldadora MIG
- d) Taladro de Pedestal
- e) Guillotina
- f) Plegadora
- g) Compresor
- h) Equipo de pintura
- i) Sierra de vaivén
- j) Sierra de Cinta
- k) Amoladora

- **Herramientas**

- a) Brocas
- b) Cuchillas
- c) Prensas

- d) Arco de sierra
- e) Rayador
- f) Machuelos
- g) Bandeador
- h) Escuadras
- i) Compás
- j) Granete
- k) Destornilladores
- l) Juego de llaves
- m) Martillo
- n) Nivel

- **Instrumento de medición**

- a) Flexómetro
- b) Calibrador Pie de Rey
- c) Goniómetro

Con la utilización adecuada de las herramientas mencionadas y tomando en cuenta todos los parámetros de diseño se procede a la construcción de la máquina dobladora de tubos.

5.2.1. Estructura base

La estructura base es el soporte de todos los componentes de la máquina, se construye en acero estructural ASTM A-36, para el ensamble se procedes a cortar los perfiles con sus respectivas medidas para luego proceder al ensamblado de la estructura, para el ensamblado se emplea el proceso de soldadura GMAW, para el corte de materiales mayores a 6 milímetros se utilizará la cortadora de plasma u oxicorte, en el caso de tener que preparar alguna junta para soldadura se lo realizará con la amoladora con disco de desbaste. La figura 5.1, muestra el ensamble de la estructura base.



Figuras 5.1. Estructura base

Fuente: Autor

5.2.2. Central hidráulica

Para la construcción de la central hidráulica primero se empezará construyendo el depósito, para lo cual se seleccionará los respectivos materiales y se procederá al corte y ensamble del depósito. Ver figura 5.2.



Figuras 5.2. Depósito

Fuente: Autor

Una vez ensamblado el depósito se procederá a la fabricación del soporte de la bomba. Ver figura 5.3.



Figura 5.3. Soporte de la bomba

Fuente: Autor

La tapa del depósito servirá como base de sujeción para el motor eléctrico y el soporte de la bomba, una vez realizado las perforaciones correspondientes se realizará el montaje de comprobación de los elementos mencionados. Para el acoplamiento del motor con la bomba se utilizará un elemento conocido comercialmente como matrimonio. Ver figura 5.4.



Figura 5.4. Acoplamiento motor – bomba

Fuente: Autor

La central hidráulica además del depósito, el motor y la bomba cuenta también con el bloque manifold, válvulas, reguladoras de caudal y presión acoples, mangueras, manómetros, etc. Ver figura 5.5.

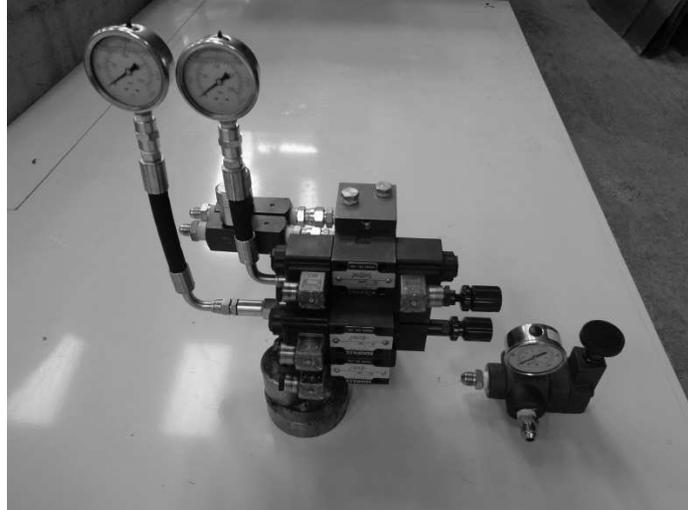


Figura 5.5. Accesorios hidráulicos

Fuente: Autor

Con los elementos detallados anteriormente se procederá al montaje de la central hidráulica incluyendo el filtro de succión, tubería de presión, tubería de descarga, tapa de llenado, visor de nivel y temperatura. Ver figura 5.6.



Figuras 5.6. Central hidráulica

Fuente: Autor

5.2.3. Mecanismo

Para el mecanismo primeramente se construirá las placas de soporte que están construidas de plancha de acero ASTM A-36, dichas placas albergan los rodamientos. Ver figura 5.7.



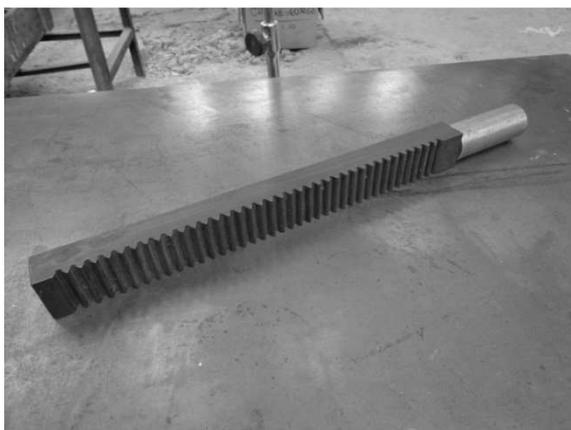
Figuras 5.7. Placas de soporte

Fuente: Autor

Una vez construidas las placas de soporte se procederá a fabricar los ejes y los engranajes, los ejes están fabricados en acero AISI 4340 que es un material bonificado ideal para aplicaciones de alta exigencia a la tracción, torsión y flexión.

Los engranajes y cremallera al igual que los ejes están fabricados en acero AISI 4340 con un tratamiento térmico llamado nitrurado. Ver figura 5.8.

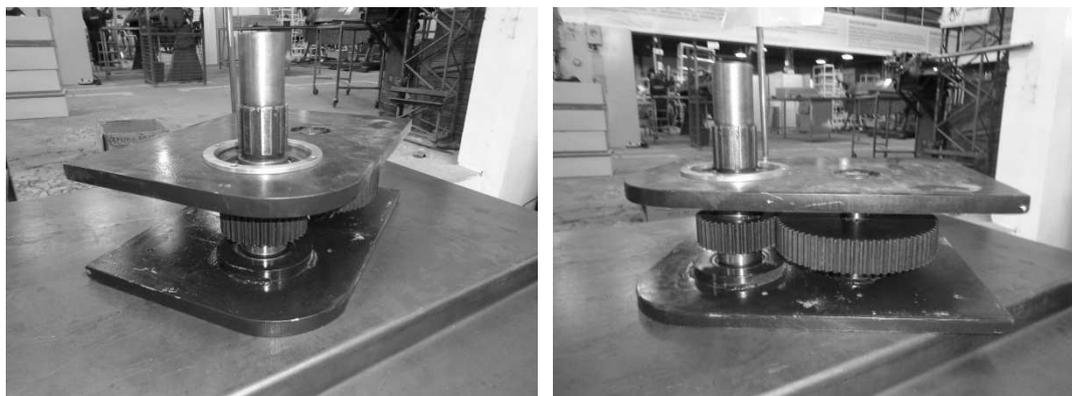




Figuras 5.8. Ejes, engranajes y cremallera

Fuente: Autor

Con los elementos mecánicos placas, ejes, engranajes y rodamientos se procede a realizar el montaje del mecanismo.



Figuras 5.9. Montaje mecanismo

Fuente: Autor

El brazo giratorio está fabricado en acero ASTM A-529, es el elemento que ejerce como palanca en el momento del curvado sobre él va sujeto el cilindro de ajuste.



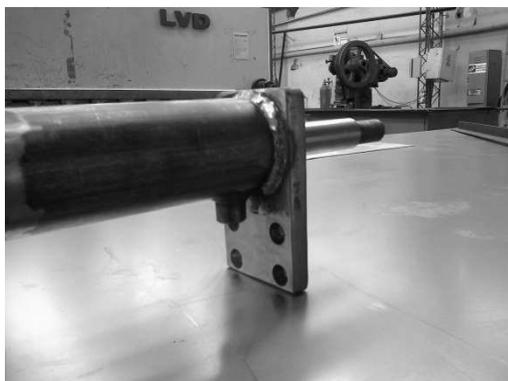
Figuras 5.10. Brazo Giratorio

Fuente: Autor

5.2.4. Cilindros hidráulicos

Los soportes para los cilindros hidráulicos se fabricaron en acero ASTM A-36 y ensamblados mediante proceso de soldadura GMAW.

En las figuras 5.11, se muestra el ensamble de los soportes en los cilindros hidráulicos.

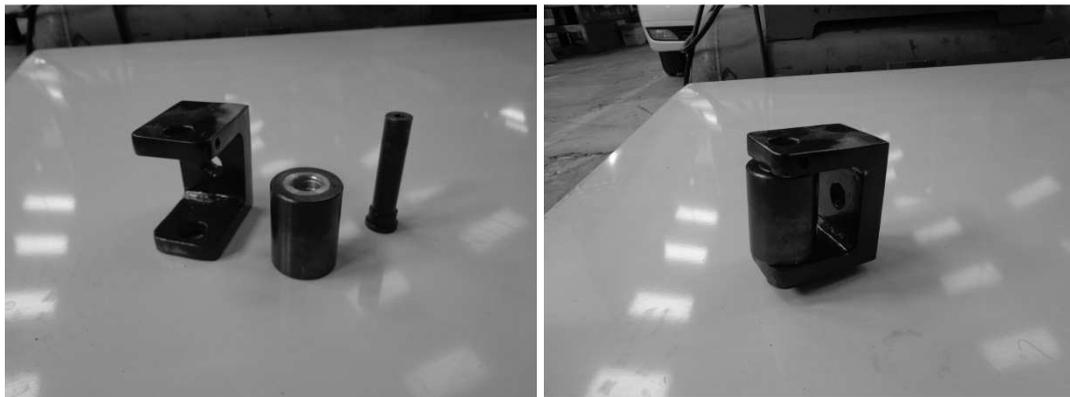




Figuras 5.11. Cilindros Hidráulicos

Fuente: Autor

El complemento del cilindro de ajuste es la placa de soporte, el eje de soporte y el rodillo que están fabricados en acero ASTM A-36 y AISI 1045 respectivamente, el bocín-rodillo está fabricado en bronce SAE - 64. Ver figuras 5.12.



Figuras 5.12. Complemento cilindro de ajuste

Fuente: Autor

5.2.5. Matricería

La matricería o herramental consta de la matriz y guía de conformado, guía de ajuste, las guías son fabricadas en acero de cementación AISI 8620, la matriz de conformado será fabricada en acero AISI 1018 con un recubrimiento que los proteja de la corrosión (Pavonado). Ver figura 5.13.

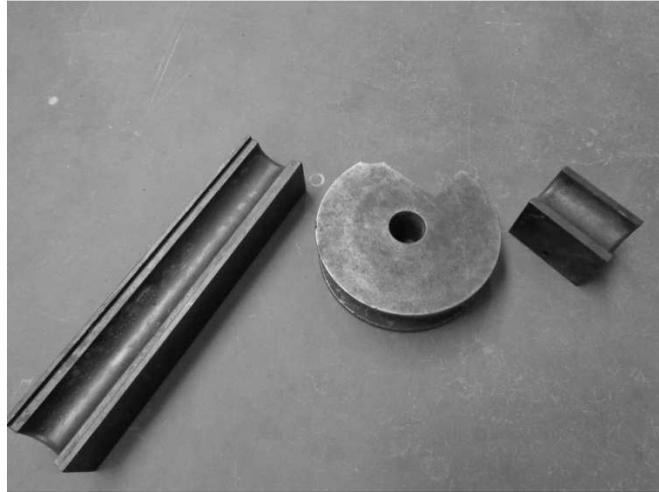


Figura 5.13. Matricería

Fuente: Autor

5.2.6. Elemento de fijación de la matriz

El elemento que sirve para evitar que la matriz de conformado gire en el momento del curvado está fabricado en ASTM A-36. El eje que es el complemento de este componente está fabricado en acero AISI 1018 con recubrimiento contra la corrosión (Pavonado). Ver figura 5.14.



Figuras 5.14. Elemento fijación matriz

Fuente: Autor

5.2.7. ENSAMBLE GENERAL DE LA MÁQUINA

El montaje de todos los elementos a la estructura base se lo realiza mediante uniones desmontables como son los pernos.

En la figura 5.15, se muestra el montaje del sistema hidráulico a la estructura base.



Figura 5.15. Montaje sistema hidráulico a la estructura base

Fuente: Autor

En la figura 5.16, se muestra el montaje del mecanismo y los cilindros hidráulicos secundarios a la estructura base.



Figura 5.16. Montaje del mecanismo y cilindros hidráulicos secundarios

Fuente: Autor

En la figura 5.17, se muestra el montaje del cilindro hidráulico principal a la estructura base.



Figura 3.17. Montaje del cilindro hidráulico principal

Fuente: Autor

En la figura 3.18, se muestra la colocación del tablero eléctrico de control a la estructura base.



Figura 3.18. Colocación del tablero eléctrico de control

Fuente: Autor

Con todos los componentes de la máquina ensamblados a la estructura base se obtiene el ensamble final de la máquina. Ver figura 3.19.

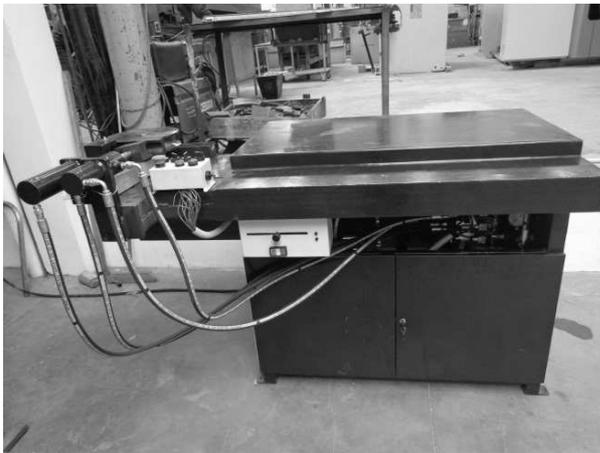
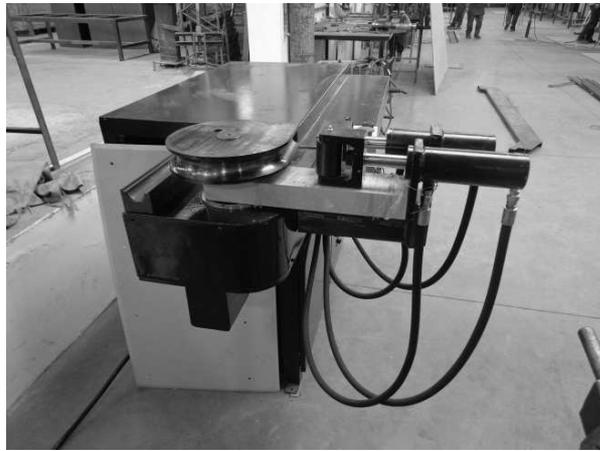


Figura 3.19. Ensamble final

Fuente: Autor

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

Una vez terminado el presente proyecto: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA DOBLADORA HIDRÁULICA DE TUBOS CON ACCIONAMIENTO AUTOMÁTICO”, se presentan las conclusiones más importantes:

- Se cumple con el objetivo principal de este proyecto de manera satisfactoria, es decir, los parámetros fundamentales de diseño y construcción garantizan el buen funcionamiento de la máquina.
- Con la implementación de la máquina dobladora hidráulica de tubos con accionamiento automático, se pretende obtener un incremento en la cantidad y calidad de los dobleces en el área de producción de la empresa FERROMÉDICA.
- También se puede concluir la importancia del uso de software de modelación geométrica (INVENTOR), el cual es de bastante ayuda al momento visualizar el modelo final de la pieza, mejorando la toma de decisiones al momento de diseñar componentes mecánicos.
- Para la construcción de los elementos que componen la máquina, se seleccionó materiales fáciles de conseguir en el mercado nacional.
- Por su diseño, esta máquina cuenta con accesos que brindan facilidades para el mantenimiento de los sistemas constitutivos.
- La estructura metálica juega un papel fundamental, ya que es el soporte de todos los elementos constitutivos y su adecuado montaje garantiza el buen funcionamiento de la máquina.

- El peso de la máquina es un factor que ayuda a la estabilidad de la misma en el momento de realizar el doblado.
- El peso neto de la máquina es de 400 kg, la medición se realizó en la misma empresa, con una balanza electrónica conforme se fue avanzando con el proyecto.
- Finalmente, se puede concluir que mediante el diseño y construcción del presente proyecto, se adquirió un mayor conocimiento acerca de los equipos, materiales y accesorios que se pueden conseguir y emplear en la fabricación de máquinas.

6.2. Recomendaciones

- Es importante recordar que para realizar el diseño de una máquina, el factor de seguridad, determina la confiabilidad del equipo.
- Para efectuar el diseño correcto de la máquina se debe estudiar los parámetros y requisitos funcionales, para que este sea un diseño eficiente y cumpla con el mecanismo de operación propuesto.
- En el desarrollo de los planos se debe asegurar que estos cumplan con las normas de dibujo técnico, además de elegir un programa de diseño como el autodesk Inventor en el cual podemos incluir todos los detalles constructivos necesarios.
- Todo sistema hidráulico debe llevar un filtro de aceite para evitar el daño de los componentes hidráulicos.
- Para evitar que algunas limallas que se encuentran en el aceite hidráulico circulen por el sistema y por consecuencia afecten a los componentes hidráulicos se debe colocar un imán en el tanque para que este cumpla la función de atraer temporalmente las limallas que existan en el fluido.

- Para realizar cualquier trabajo de mantenimiento en los elementos hidráulicos se debe liberar la presión del sistema para que no exista problemas de derrame de aceite.
- Se debe tener un control continuo del nivel de aceite en el depósito antes de poner en marcha la máquina.
- El acoplamiento entre la bomba hidráulica y el motor eléctrico (matrimonio) debe ser óptimo para evitar fallar de bombeo en la línea de presión.
- Se debe tomar todas las precauciones necesarias que se indica en el ANEXO B al momento de realizar actividades de mantenimiento en el sistema hidráulico.
- Tomar en cuenta las conexiones eléctricas del sistema ya que al trabajar con un módulo trifásico se debe manejar correctamente el amperaje de los elementos.
- Utilizar el aceite hidráulico adecuado para el sistema en este caso el aceite hidráulico ISO VG 68.
- La limpieza de cualquier elemento siempre se lo debe hacer con la máquina apagada ya que los elementos en movimiento podrían causar graves accidentes.
- Se debe cumplir con un mantenimiento periódico de la máquina, así se asegura la vida útil de los sistemas que la componen. Igualmente se debe efectuar un chequeo periódico de juntas, uniones y conexiones.

GLOSARIO

Límite elástico: El límite elástico, también denominado límite de elasticidad, es la tensión máxima que puede soportar un material sin sufrir deformaciones permanentes.

Deformación plástica: También conocida como deformación irreversible o permanente. Es la deformación en que el material no regresa a su forma original después de retirar la carga aplicada.

Resistencia mecánica: La resistencia mecánica es la capacidad de los cuerpos para resistir las fuerzas aplicadas sin romperse.

Productos manufacturados: Son productos elaborados o productos terminados para su utilización, distribución o consumo.

Elongación: Es un alargamiento que sufre un cuerpo que se somete a esfuerzos de tracción

Pivote: Un pivote es el extremo cilíndrico o puntiagudo de una pieza en el que se apoya o inserta otra, de manera que una pueda girar u oscilar respecto a la otra.

Momento flector: Se denomina momento flector al momento de fuerza resultante de una distribución de tensiones sobre una sección transversal.

Momento plástico: Es el momento máximo de flexión que una sección puede resistir.

Diagrama de cuerpo libre: Es una representación gráfica utilizada a menudo por físicos e ingenieros para analizar las fuerzas que actúan sobre un cuerpo.

Inercia: Es la propiedad de la materia de resistir a cualquier cambio en su movimiento, ya sea en dirección o velocidad

Torque: Es el proceso que se produce cuando a una barra cilíndrica fija por un extremo se le aplica un par de fuerzas.

Desgaste superficial: Es la pérdida de masa de la superficie de un material sólido por la interacción mecánica con otro cuerpo en contacto

Factor de seguridad: Es la relación entre la carga límite que puede soportar un elemento y la carga máxima admisible. El factor de seguridad permite a los proyectistas resguardar los elementos proyectados de eventuales roturas, debidas a imprecisiones del cálculo y eventuales defectos en los materiales.

Dureza superficial: Se entiende por dureza la propiedad de la capa superficial de un material de resistir la deformación elástica, plástica y destrucción, en presencia de esfuerzos de contacto locales inferidos por otro cuerpo.

Caudal: Es el flujo volumétrico o volumen que pasa por un área dada en la unidad de tiempo.

Número de Reynolds: Es un número adimensional utilizado en mecánica de fluidos, diseño de reactores y fenómenos de transporte para caracterizar el movimiento de un fluido.

Actuador: Aparato que transforma una fuente de energía en otra.

Corriente: Flujo de electrones a través de un circuito eléctrico.

Hidráulico: Líquido presurizado (aceite) para la transmisión de potencia contenido en una unidad de potencia.

Interruptores de control: Interruptores del circuito de potencia que controlan directamente los componentes eléctricos o a su vez activan mandos auxiliares para un control indirecto.

Válvula limitadora de presión: Válvula normalmente cerrada que actúa como un control de seguridad para impedir escape peligroso de un fluido.

Electroválvula de tres vías: Válvula normalmente abierta o cerrada. Un orificio siempre está abierto cuando el otro está cerrado y un puerto está siempre abierto a uno de los otros dos puertos. El caudal se controla energizando las bobinas.

BIBLIOGRAFÍA

- ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica, 2^{da} Edición, Editorial Alfaomega, México, Enero 2011.
- NICOLÁS LARBURU, Prontuario de Maquinas, 13^{da} Edición, Editorial Paraninfo, España 2009.
- V. M. FAIRES, Diseño de Elementos de Maquinas, 4ta Edición, Editorial Montaner y Simon S.A., Barcelona-España 2000.
- JOSEPH EDWARD SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica, 4ta Edición, Editorial Mc Graw Hill, México 1985.
- RICHARD G. BUDYNAS Y J. KEITH NISBETT, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 8va Edición, Editorial Mc Graw Hill, México 2008.
- SINGER & PYTEL, Resistencia de materiales, 4ta Edición, Editorial Oxford, México 1987.
- JUVINALL ROBER, Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica, Editorial Limusa, 1ra edición, México 1991.
- BUSTAMANTE HÉCTOR, Diseño y Cálculo de una Máquina Curvadora de perfiles, Universidad del Bio-Bio, facultad de ingeniería mecánica, año 2010.
Disponible en:
http://cybertesis.ubiobio.cl/tesis/2010/bustamante_h/doc/bustamante_h.pdf
- MIGUEL GUILCAMAIGUA - PATRICIO OLALLA, Diseño y Construcción de una Presa Hidráulica para termo moldeado, Universidad Politécnica del Ejercito, Facultad de Ingeniería Automotriz, Año 2010.
Disponible en:
<http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/2959>.

- Software AUTODESK INVENTOR 2013.
- Software FESTO HYDRAULIC.
- www.hidraulicaprado.com
- www.tecnun.es/asignaturas/.../Practica1_sol.pdf

ANEXOS