

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA LA
FABRICACIÓN DE RESORTES A COMPRESIÓN**

PRESENTADO POR:

**JOSÉ IGNACIO CALLES LEÓN
KEVIN OSVALDO CHICAS VÁSQUEZ
NÉSTOR ATILIO FABIÁN ALVARADO**

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, ABRIL DE 2023

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

M.Sc. ROGER ARMANDO ARIAS ALVARADO

SECRETARIA GENERAL :

Ing. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO :

Dr. EDGAR ARMANDO PEÑA FIGUEROA

SECRETARIO :

Ing. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR INTERINO :

Ing. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

**PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA LA
FABRICACIÓN DE RESORTES A COMPRESIÓN**

Presentado por :

**JOSÉ IGNACIO CALLES LEÓN
KEVIN OSVALDO CHICAS VÁSQUEZ
NÉSTOR ATILIO FABIÁN ALVARADO**

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

Dr. y M.Sc. JONATHAN ANTONIO BERRÍOS ORTIZ

San Salvador, abril de 2023

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

Dr. y M.Sc. JONATHAN ANTONIO BERRÍOS ORTIZ

DEDICATORIA

Principalmente a Dios que sin el nada de esto sería posible, a mis padres, mi hermana y a mi mamá que, aunque se encuentran lejos en un lugar mejor, me apoyaron en los momentos malos y en los menos malos. Gracias a mi papá por enseñarme a afrontar las dificultades, a luchar por lo que se quiere, a ser la persona que soy, mis principios, mis valores y sobre todo a NUNCA DEJAR DE SOÑAR a pesar de lo difíciles que fueron estos años. También, a una persona especial que a pesar de todo siempre ha estado para apoyarme y darme fuerza para continuar luchando, así como ella. Solo me queda decir gracias por todo a mis compañeros de Trabajo de Graduación.

José Ignacio

DEDICATORIA

A Dios todopoderoso por su bendición, sabiduría, protección y guía que me ha dado durante toda mi vida.

Agradecer a mis padres José Ricardo Chicas Cruz y Cristina Vásquez de Chicas por apoyarme durante toda mi carrera, darme fuerzas, ánimos y ayudarme en todo momento durante mi vida, enseñándome que uno nunca se debe de dar por vencido para lograr todas las metas que se propone.

A mi Hermana Katherine Vanessa Chicas Vásquez y a mi novia Katya Arely Mejía por todo su amor brindado, por su apoyo cuando yo les he solicitado, brindarme consejos, compartir sus conocimientos y corregirme.

Kevin Oswaldo

DEDICATORIA

Con todo mi esfuerzo dedico este trabajo de graduación a mi Madre Alma de Fabián y a mi hermana Seydi Fabian, quienes con mucho esfuerzo y con todo su amor me guiaron a lo largo de toda mi vida para que pudiera ser un profesional y una persona de bien, quien pone por delante a su familia y a su trabajo.

A mí pareja Andrea Inestroza quien ha estado a mí lado en estos años apoyándome y dándome aliento, buscando siempre mi paz y bienestar y dándome toda la bondad que necesitaba para no rendirme en este camino.

A mí padre Atilio Fabián, que en paz descansa, quien es el primer y mayor ejemplo a seguir en mi vida, y quien me hizo a ser todo lo que hoy día soy como persona, quien me enseñó que; “NO HAY QUE DEJAR PARA MAÑANA LO QUE SE PUEDE HACER HOY”, y que ser responsable y honesto es lo que se necesita en la vida tanto en el ámbito personal así como en el ámbito profesional

Néstor Atilio

AGRADECIMIENTO

Primeramente, a Dios por permitirnos desarrollarnos como profesionales para ser útiles para la sociedad o para el prójimo, pues él nos dio fuerzas para salir adelante cuando lo necesitábamos.

A nuestras familias porque nos dieron apoyo económico cuando lo necesitamos y nos ayudaron a empezar nuestros caminos profesionales.

A la Universidad de El Salvador por permitirnos ser parte de sus estudiantes, y ser nuestra alma mater ayudándonos a forjarnos como profesionales.

A la Escuela de Ingeniería Mecánica por ser un segundo hogar y una fuente de conocimientos siempre disponible para todos.

A nuestro Docente Asesor Dr. y M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz quien nos brindó siempre su tiempo, conocimientos y guía para salir adelante y completar este trabajo de graduación.

Finalmente, a nuestros amigos y compañeros les damos nuestros agradecimientos por darnos ánimos y enseñarnos a nunca rendirnos para alcanzar nuestras metas y sueños.

José Ignacio, Kevin Oswaldo & Néstor Atilio

PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA LA FABRICACIÓN DE RESORTES A COMPRESIÓN

Estudiantes: Brs. José Ignacio Calles León¹, Kevin Osvaldo Chicas Vásquez² y Néstor Atilio Fabián Alvarado³

Docente asesor: Dr. y M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz⁴
Escuela de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería y Arquitectura,
Universidad de El Salvador

RESUMEN

Se ha realizado una propuesta de diseño mecánico de una máquina cuya función es fabricar resortes a compresión de diferentes diámetros y pasos. Para ello se ha recopilado información bibliográfica referente a descripción de conceptos generales, clasificación, funcionamiento, procesos de fabricación, diversas máquinas de fabricación de resortes. Todo esto con la finalidad de poder realizar una correcta selección de las variables de diseño utilizadas, aplicar teorías de fallas y selección de los diversos materiales para cada uno de los componentes de máquina y asegurar su correcto funcionamiento para su construcción. Posteriormente, se presenta la descripción de ensamble y construcción de cada uno de sus sistemas de forma detallada con el fin de ser una guía de construcción asertiva. Luego se incluye un análisis de costos y una comparación de rentabilidad del proyecto en función de la obtención de una máquina didáctica y que permita la construcción de resortes con el fin de ser utilizados en las máquinas que se construyan en la Escuela de Ingeniería totalmente y se pueda realizar investigaciones sobre resortes. Finalmente, se concluye que la propuesta de diseño de una máquina para fabricar resortes es factible su construcción ya que no demanda equipo especializado para la construcción de sus partes y los costos de materiales y fabricación son bajos.

Palabras claves: Resorte a compresión, conformado en frío, y muelles.

1 nestor_f2008@hotmail.com

2 kevinosvaldochicasvasquez@gmail.com

3 jose.calles.1@hotmail.com

4 jonathan.berrios@ues.edu.sv

ÍNDICE

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. MARCO TEÓRICO	4
1.1. Antecedentes históricos	4
1.2. Tipos de resortes y su aplicación en la industria	6
1.2.1. Resortes según el tipo de carga	8
1.3. MATERIALES Y PROCESOS TÉRMICOS UTILIZADOS EN LA FABRICACIÓN DE RESORTES	10
1.3.1. Aceros utilizados para la fabricación de resortes	10
1.3.2. Características de los aceros para muelles	11
1.3.3. Composición de los aceros para resortes	12
1.3.4. Procesos de manufactura empleados para la fabricación de resortes	15
1.3.5. Tratamiento térmico de los aceros para fabricación de resortes	16
1.4. TIPOS DE MÁQUINAS PARA LA FABRICACIÓN DE RESORTES	18
1.5. SISTEMAS BÁSICOS DE UNA MÁQUINA PARA FABRICAR RESORTES	21
1.5.1. Sistema de enderezado de alambre	21
1.5.2. Sistema de enrollado de alambre	22
1.5.3. Sistema de potencia	26
1.5.4. Sistema de corte	29
2. DISEÑO DE LA MÁQUINA	32
2.1. DETERMINACIÓN DEL MATERIAL A UTILIZAR PARA EL RESORTE	33
2.2. SELECCIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO PARA LOS RESORTES A FABRICAR	36
2.3. DETERMINACIÓN DE LA FUERZA Y EL MOMENTO MÁXIMO REQUERIDOS	40
2.5. CÁLCULO DE LA POTENCIA EN EL EJE	46
2.5.1. Análisis de fuerzas del sistema de suministro de alambre	47
2.5.2. Análisis de fuerzas del sistema de enderezado de alambre	49
2.5.3. Determinación de la velocidad angular del eje 1	53
2.6. DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA	57
2.7. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO	63
2.7.1. Cálculo de potencia	64
2.7.2. Cálculo de la potencia de salida en el eje 1	64
2.7.3. Cálculo de la potencia de salida en el eje 2	65
2.7.4. Cálculo de la potencia de diseño	66
2.8. DISEÑO DE CAJA DE CAMBIO DE VELOCIDADES	66
2.8.1. Selección del material para los engranajes	70
2.9. DISEÑO DE EJES SEGÚN TEORÍA DE FALLAS	80
2.9.1. Diseño de eje de enrollamiento de alambre eje 1	82
2.9.2. Diseño de árbol regulador de velocidades eje 3	90
2.9.3. Diseño de espiga crítica	94
2.10. SELECCIÓN DE MOTOR	98

3. ANÁLISIS TÉCNICO Y DE COSTOS DE CONSTRUCCIÓN DEL PROYECTO	104
3.1. SISTEMA DE SUMINISTRO Y ENDEREZADO DE ALAMBRE	105
3.2.1. Mesa móvil	105
3.2.2. Eje 1 o tornillo de potencia.....	108
3.2.3. Sistema de enrollamiento de alambre.....	109
3.2. SISTEMA DE POTENCIA (CAJA DE VELOCIDADES).....	112
3.3. SISTEMA ESTRUCTURAL.....	116
3.4. SISTEMA ELÉCTRICO.....	120
3.5. ANÁLISIS DE COSTOS.....	127
3.6.1. Costos de materia prima y consumibles.....	128
3.6.2. Costos de mano de obra.....	130
3.6.3. Costos de comercialización	131
CONCLUSIONES.....	133
BIBLIOGRAFÍA	134
ANEXOS.....	135
Anexo A: planos de fabricación.....	136
Anexo b: manual de operación y mantenimiento.....	142

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Fig. 1.1. Cerrojo automático moderno basado en el experimento de Leonardo Da Vinci	5
Fig. 1.2. Volante de resorte espiral desarrollado y estudiado por Robert Hooke en 1678	6
Fig. 1.3. Diversos tipos de resortes según su forma	7
Fig. 1.4. Diversos tipos de resortes según su paso y diámetro.	7
Fig. 1.5. Clasificación de los resortes según su forma, distribución de su paso y por el tipo carga.....	8
Fig. 1.6. Ejemplos de resortes a compresión y a tracción	9
Fig. 1.7. Resorte para carga de torsión	9
Fig. 1.8. Ejemplo de resorte a flexión.....	10
Fig. 1.9. Curva Jominy distintos aceros.....	14
Fig. 1.10. Máquina MTS y sus características.....	19
Fig. 1.11. Máquina BOBBIO y sus características.....	19
Fig. 1.12. Máquina Bristol y sus características	20
Fig. 1.13. Máquina BUILDWELL y sus características	20
Fig. 1.14. Máquina BUILDWELL y sus características	21
Fig. 1.15. Tren de enderezado	22
Fig. 1.16. Sistema de conformado por placas	23
Fig. 1.17. Sistema de conformado por tornillo sin fin y guía	24
Fig. 1.18. Sistema de conformado con cilindro conformador.....	25
Fig. 1. 19. Sistema simple por transmisión de engrane	26
Fig. 1.20. Esquema de caja Norton	27
Fig. 1.21. Ejemplo el sistema de corte accionado por manivela	29
Fig. 1.22. Ejemplo de sistemas de corte controlado por actuador hidráulico.....	30
Fig. 1.23. Ejemplo sistema de corte controlado por actuador hidráulico	31
Fig. 2.1. Esquema de prototipo de la máquina para fabricar resortes.....	33
Fig. 2.2. Curva que representa el esfuerzo de un material elastoplástico	34
Fig. 2.3. Esquema representativo del alambre ejemplificado como una viga empotrada	41
Fig. 2.4. Primera suposición de esfuerzos transversales en el alambre.....	42
Fig. 2.5. Primera suposición de esfuerzos transversales en el alambre.....	42
Fig. 2.6. Análisis de la sección transversal del alambre.	43
Fig. 2.7. Esquema de fuerzas del sistema de enderezado y suministro de alambre.....	47
Fig. 2.8. Esquema de fuerzas en el carrete de suministro.	48
Fig. 2.9. Diagrama de fuerzas en los rodillos de la mesa móvil de enderezado de alambre....	50
Fig. 2.10. Sumatoria de momentos alrededor del eje 1 “e”	54
Fig. 2.11. Dimensiones de un tornillo de potencia convencional	57
Fig. 2.12. Diagrama de fuerzas de la cuerda de un tornillo de potencia	58
Fig. 2.13. Tipos de cuerdas para tornillos de potencia y sus variables en función del paso y el ángulo de avance	59
Fig. 2.14. Ejes de la caja de cambios.	67
Fig. 2.15. Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura	71
Fig. 2.16. Factor de relación de la dureza CH.....	73
Fig. 2.17. Factor dinámico Kv.....	76

Fig. 2.18. Factor geométrico de la picadura	77
Fig. 2.19. Diagrama de fuerzas en el eje 1.	83
Fig. 2.20. Diagrama de cortante y momento.	86
Fig. 2.21. Diagrama de cuerpo libre	90
Fig. 2.22. Diagrama de cortante y momento eje 3.....	92
Fig. 2.23. Eje de enrollamiento de resorte.	94
Fig. 2.24. Diagrama de cuerpo libre	95
Fig. 2.25. Diagrama de cortante y momento espiga crítica.	96
Fig. 2.26. Diagrama para seleccionar Kf	97
Fig. 2.27. Distribución de potencia.	99
Fig. 2.28. Distribución de velocidad angular.....	100
Fig. 2.29. Moto-reductor NMRV40.....	103
Fig. 3.1. Ensamble del eje de ensamble de engranajes, el soporte del plano y las chumaceras.	111
Fig. 3.2. Ensamble del eje con el plato de 3 mordazas.	111
Fig. 3.3. Ensamble entre contrapunto, espiga y cabezal de 3 mordazas.....	112
Fig. 3.4. Eje 3 o eje para cambio de velocidades con su palanca de accionamiento.	115
Fig. 3.5. Infraestructura de soporte para los elementos de la máquina.	116
Fig. 3.6. Placa para soporte de eje guía.	117
Fig. 3.7. Soporte para caja de velocidad.	118
Fig. 3.8. Caja de velocidades, dimensiones y estructura general.	119
Fig. 3.9. Agujeros de caja de velocidades	120
Fig. 3.10. Representación física y esquemática de un guardamotor o disyuntor.....	121
Fig. 3.11. Partes y representación simbólica de un relé térmico	121
Fig. 3.12. Representación física y grafica de un contactor.	122
Fig. 3.13. Circuito de fuerza para la máquina.	123
Fig. 3.14. Circuito de fuerza de control para la máquina.	124
Fig. 3.15. Gráfica comparativa de precios entre máquinas en el mercado y el proyecto.	132

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Composición química de distintos aceros para resortes.	14
Tabla 1.2. Tratamientos térmicos para diferentes aceros usados en la fabricación de resortes. 17	
Tabla 2.1. Propiedades mecánicas y costos relativos de los diferentes aceros usados para la fabricación de resortes	34
Tabla 2.2. Diámetros de alambre y su precio en el mercado.....	35
Tabla 2.3. Parámetros de diseño para diferentes resortes según su aplicación en la industria. 36	
Tabla 2.4. Acero seleccionado, propiedades mecánicas y costo en el mercado de El Salvador. 36	
Tabla 2.5. Tipos de extremo de resortes y su relación con las variables de diseño	37
Tabla 2.6. Variables de diseño para la fabricación de resortes helicoidales, ecuaciones e intervalos de diseño	38
Tabla 2.7. Medidas básicas de los resortes a fabricar	40
Tabla 2.8. Momentos mínimos requeridos para diferentes tipos de alambres cuerda de piano. 45	
Tabla 2.9. Fuerzas requeridas para deformar el alambre de diferentes tipos de resortes.	45
Tabla 2.10. Variables de diseño del carrete de suministro, obtenido mediante el programa SolidWorks.	48
Tabla 2.11. Resumen de fuerzas normales y de fricción en los rodillos de enderezado de alambre	53
Tabla 2.12. Velocidades típicas en procesos de deformación.	55
Tabla 2.13. Velocidades angulares según el paso del resorte y el tornillo de potencia.	55
Tabla 2.14. Diámetros en función del paso y el tipo de rosca para tornillos de potencia normados.....	61
Tabla 2.15. Coeficiente de fricción según el material de la tuerca y del tornillo	61
Tabla 2.16. Resistencia a la fluencia de diferentes aceros.	63
Tabla 2.17. Velocidades para elaboración de resorte.....	68
Tabla 2.18. Ecuaciones para el diseño de geometría de engranes.....	68
Tabla 2.19. Diámetros de engranes de caja Norton	68
Tabla 2.20. Factor KR de la AGMA.....	72
Tabla 2.21. Factores de sobrecarga	73
Tabla 2.22. Factor de tamaño KS,.....	74
Tabla 2.23. Factores KM de distribución de carga,	74
Tabla 2.24. Intervalos de m_B para el cálculo de K_B ,.....	75
Tabla 2.25. Números recomendados de calidad del engrane contra la velocidad en la línea de paso	75
Tabla 2.26. Coeficiente elástico CP (ZE),	77
Tabla 2.27. Factores de la Ec. (2.38) para el cálculo del esfuerzo al desgaste.	78
Tabla 2.28. Resistencia de la AGMA para fatiga superficial S_{fc} en un conjunto de materiales de engranes.....	80
Tabla 2.29. Factores de seguridad en el diseño de ejes	81
Tabla 2.30. Tipos de cuñeros y sus correspondientes factores de concentración de esfuerzos a la fatiga K_f	87
Tabla 2.31. Resumen de cálculos de esfuerzos alternantes dirección “y”.	88

Tabla 2.32. Resumen de cálculos de esfuerzos alternantes dirección “z”	88
Tabla 2.33. Resumen de teoría de falla para el eje 1.	89
Tabla 2.34. Aceros más utilizados en el diseño de ejes	90
Tabla 2.35. Resultados del diagrama flector del eje 3.	92
Tabla 2.36. Resumen de resultados de momentos y esfuerzo.	97
Tabla 2.37. Primer código de protección.....	102
Tabla 2.38. Segundo código de protección.....	102
Tabla 2.39. Características de motor	102
Tabla 3.1. Peso en libras y costo de la cementación de los engranes.	114
Tabla 3.2. Costos de materiales por elementos.....	128
Tabla 3.3. Costos de mano de obra por elementos de la máquina.	131
Tabla 3.4. Costos de comercialización del proyecto.	132

LISTA DE SÍMBOLOS Y SIGLAS

- a: Módulo
- A: Área de la sección transversal que se analiza
- b_a : Lado de la sección transversal del alambre
- b: Pie de diente
- C: Índice de deformación del resorte
- C_e : Distancia entre centro.
- CDC: Costos de comercialización
- CDM: Costos de materiales
- CDMO: Costos de mano de obra
- CH: Factor de relación de dureza
- CP: Coeficiente elástico
- D: Diámetro del eje de enrollamiento de alambre
- d_a : Diámetro del alambre
- d_c : Diámetro del carrete
- d_{co} : Diámetro medio del collarín de empuje
- D_e : Diámetro externo
- d_e : Diámetro del engranaje de estudio
- D_{es} : Diámetro de la espiga según la operación
- D_i : Diámetro interno del resorte
- D_{in} : Diámetro interno
- D_{mr} : Diámetro medio del resorte
- d_p : Diámetro de paso del tornillo
- D_p : Diámetro de paso
- h_t : Altura de diente
- F: Fuerza experimentada en el engranaje
- f: Fuerza de fricción en el carrete
- F_a : Fuerza de accionamiento
- F_c : Fuerza de inercia en el carrete
- f_c : Fuerza de accionamiento para el carrete
- F_e : Fuerza de operación
- F_o : Fuerza máxima de operación
- $F_{máx}$: Fuerza máxima a la que estará sometido el resorte
- F_0 : Fuerza máxima de deformación
- f_1 : Fuerza de rozamiento de rodillo 1
- F_1 : Fuerza normal 1 en el rodillo de enderezado
- f_2 : Fuerza de rozamiento de rodillo 2

F_2 : Fuerza normal 2 en el rodillo de enderezado
 f_3 : Fuerza de rozamiento de rodillo 3
 F_3 : Fuerza normal 3 en el rodillo de enderezado
 G : Módulo de rigidez del alambre
 I : Factor geométrico a la picadura
 I_{ca} : Momento de inercia del carrete alrededor del eje c
 I_C : Corriente a plena carga
 I_n : Corriente de selección para conductores
 I_1 : Momento de inercia del eje de enrollamiento de alambre
 K_a : Factor de superficie
 K_b : Factor de tamaño
 K_B : Factor de espesor del aro
 K_c : Factor de carga
 K_d : Factor de temperatura
 K_e : Factor de confiabilidad
 K_m : Factor de distribución de carga
 K_o : Factor de sobrecarga
 K_R : Factor de confiabilidad
 K_s : Factor de tamaño
 K_T : Factor de temperatura
 K_v : Factor dinámico
 L : Avance
 M : Momento de fluencia
 M_o : Momento de torsión máximo para el alambre
 n : Factor de seguridad
 N_a : Número de espiras activas
NEC: Código Nacional de electricidad
 N_D : Número de dientes
 P : Peso de los componentes
 p : Paso diametral
 P_D : Paso diametral
 P_d : Potencia de diseño
 P_1 : Potencia de salida en el eje de enrollamiento de alambre
 P_2 : Potencia de entrada en el tornillo de potencia
 P_3 : Potencia de salida para la mesa móvil
 P_4 : Potencia requerida
 r : Radio diametral
 R_a : Valor de máximo adendum
 r_a : Radio de la sección transversal del alambre

R_{aReal}	Valor real de adendum
S_f	Factor de seguridad
S_n	Límite de resistencia a la fatiga
S'_n	Límite de Resistencia a la fatiga en viga rotativa
S_u	Límite de resistencia a la fluencia
T	Torque experimentado en el eje
t	Tiempo
T_e	Torque de entrada
t_{es}	Espesor de diente
T_c	Torque para vencer la fricción
T_s	Torque de salida
T_{su}	Torque de subida parcial
T_{sup}	Torque de subida total
T_o	Torque de operación
T_1	Torque en el eje de enrollamiento del alambre
T_2	Torque total en el tornillo de potencia
Y	Distancia desde el centroide del diferencial de área y la línea neutra
y	Altura medida desde el eje neutro y cualquier punto de referencia
$y_{máx}$	Deflexión máxima alcanzada según la carga
Z_n	Factor de ciclo de esfuerzos
α	Ángulo de la cuerda ACME
μ	Coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca
μ_c	Coeficiente de fricción del cojinete de empuje
σ_{ea}	Esfuerzo alternante
σ_m	Esfuerzo medio
ω	Velocidad angular del carrete
ω_a	Velocidad angular en el eje de enrollamiento del alambre
ω_1	Velocidad angular de operación en el eje de operación
ω_2	Velocidad angular en el tornillo de potencia
$\%n$	Eficiencia de los engranes

INTRODUCCIÓN

Las máquinas para fabricar resortes son relativamente nuevas, a pesar que la aparición de los resortes mismos se remonta desde la antigüedad por parte de los primeros arcos desarrollados por los seres humanos, pues aunque hoy día pensar en un resorte conlleva una idea clara de un cuerpo de origen metálico enrollado, mediante el cual se produce un almacenamiento y próxima liberación de la energía almacenada; cabe aclarar que, en la definición más primitiva de resorte solo se incluye lo último mencionado, dejando el material y la forma del mismo a criterio de las necesidades y las aplicaciones, sin embargo es evidente que, estos son los cuerpos más comúnmente utilizados para la fabricación de dichos resortes.

Los resortes fueron evolucionando desde la aparición de grandes mentes que aportaron al desarrollo humano tales como Da Vinci en los siglos XV con aplicaciones de uso armamentista y más aún cotidiano, así como en los siglos XVII con el descubrimiento y fundamentación de la tan conocida Ley de Hooke, planteada por el científico Robert Hooke que reforzaba la idea o definición de resorte.

Un resorte puede poseer diversos tipos de forma, y se puede fabricar de diversos tipos de materiales, esto dependiendo de tres factores claves, uno de ellos es la naturaleza de la carga que se experimentará, definiendo a las naturalezas básicas de tipo de carga a compresión, de tracción, a torsión e incluso a flexión. El segundo de los factores es la geometría del resorte y su material será definido entonces por este factor, de igual forma, cabe aclarar que los materiales debido al proceso de fabricación que conllevan los resortes, deben ser sometidos a diversos tratamientos térmicos para poder asegurar el trabajo del material del resorte en una zona de deformación idónea para no alcanzar la fractura del material. Y el tercer factor importante para la selección de forma y materiales de un resorte es la capacidad máxima de carga que estos pueden soportar, siendo así unos más resistentes que otros.

A su vez para el diseño de una máquina para construir resortes se deben considerar no solo los dos aspectos anteriores si no también se deben considerar aspectos tales como, la geométrica intrínseca del resorte, pues existen diversos tamaños de resortes, desde resortes fabricados con varillas de acero, tales como, los resortes de

amortiguadores para automóviles, así como también muy diminutos como los resortes aplicados en bolígrafos o autos de juguete. Incluso se pueden llegar a ver resortes que no solo posean un diámetro variable si no también, un paso variable, estos resortes tienen su principal aplicación como amortiguadores de colchones para camas.

Por lo citado anteriormente, las máquinas para fabricar resortes son de diversas formas, unas más complejas que otras, representando tanto máquinas manuales muy artesanales creadas localmente con requerimientos de diseño básicos y muy imprecisos; así como también máquinas mucho más complejas con variables de diseño específicas y muy sofisticadas, para ser utilizadas de forma semiautomática, así como totalmente automáticas controladas por CNC.

Para poder controlar de forma correcta las variables de diseño se deben realizar diversas aseveraciones, como la correcta manipulación del material para no sobrepasar la región plástica del mismo, permitiéndole conseguir adoptar la forma necesaria sin sobrepasar los esfuerzos que lo hagan llegar próximos al fallo. Por ello también se debe seleccionar un acero tal que cumpla con estos requerimientos siendo el acero de cuerda de piano el más utilizado en estas aplicaciones por su concentración de aleantes tales como el manganeso, el silicio, el cromo, etc.

Es entonces que, una vez definidas las variables de aplicación y geometría se puede dar paso a la selección del tipo de máquina que fabricará los resortes, siendo en este caso definidas las variables de carga a compresión y dejando los diámetros con los que se trabajará el diseño como variables dentro de un espectro de diámetros definidos en función de las aplicaciones más comunes en la industria, se decide diseñar una máquina conocida como máquina de ejes paralelos, la cual, mediante la implementación de dos ejes paralelos comprendidos por un tornillo de potencia y paralelo a este un eje de enrollamiento, dan como resultado el producto deseado, esta máquina consta de los dos ejes mencionados y de dos ejes más, el eje guía y el eje de transmisión, las otras partes definidas de la máquina son las que componen los sistemas de enderezado y suministro y el sistema de transmisión, siendo las partes en consecuente orden la mesa móvil con su sistema de enderezado conformado por baleros y el sistema de caja de velocidades constituido por una serie de engranajes que disponen de las velocidades requeridas para conseguir el movimiento relativo entre la mesa móvil y el eje de enrollamiento.

Cada uno de estos componentes se debe someter a teorías de falla para asegurar el correcto funcionamiento de la máquina. También, se deben trabajar con las diversas velocidades con las que se pretende fabricar los resortes, no solo cuidado la integridad del material con características mecánicas óptimas, si no asegurando el fin didáctico de la misma.

Es evidente que una máquina como esta tiene un alto grado de complejidad, y como pretende ser una máquina semiautomática no solo debe poseer una correcta selección de motor en función de la inercia y torque de arranque que se deba vencer por parte de todos los sistema, sino que también se debe asegurar que se posea un correcto sistema eléctrico y de control que pretenda definir el encendido, apagado y sentido de giro de los ejes, esto conseguido mediante el correcto diseño de un sistema eléctrico constituido por un circuito de control y uno de potencia.

Por último, tanto se determinará el precio de la fabricación de cada uno de los componentes que son parte de los sistemas y subsistemas de la máquina, como también se realizará una comparativa entre el costo de una máquina en el mercado internacional y la de fabricación local de la misma, asegurando así con este trabajo de graduación no solo las indicaciones de fabricación y ensamble mediante procesos descriptivos si no que, como agregado más importante la correcta exposición de los planos de conjunto, subconjunto y de detalles de la máquina.

1. MARCO TEÓRICO

Las máquinas para fabricar resortes no son totalmente una novedad, pues la existencia de los resortes se remonta al antaño y el desarrollo de los mismos ha sido fundamental para poder innovar la mayoría de dispositivos con elementos mecánicos e incluso los que funcionan electromecánicamente, por lo que la necesidad de producir resortes surgió a la par de la aparición de diversos dispositivos. Los resortes se pueden encontrar en muchos tipos, y en diversas aplicaciones, desde aplicaciones cotidianas como una sombrilla o el colchón de una cama, hasta elementos más complejos de diversos rubros como los amortiguadores de los autos y los resortes en diversas electroválvulas de uso hidráulico, por lo que hoy día es necesario poseer precisión en la fabricación de los mismos así como, también es necesaria la automatización en su fabricación, por lo que se debe conocer desde el origen de los resortes, hasta la composición fundamental, tipos e innovaciones en las máquinas que se utilizan en la industria para fabricarlos con requerimientos de alta calidad.

1.1. ANTECEDENTES HISTÓRICOS

Un resorte como tal es un elemento capaz de almacenar energía para ser utilizada en forma de trabajo, su forma dependerá mucho de la aplicación a la que será sometido, por lo que no se debe pensar que un resorte será únicamente una varilla o un alambre enrollado en forma de espiral o de helicoide. Sobre la base del simple concepto de resorte se observa que su creación se remota a la edad antigua por los años 4000 a. C., cuando el ser humano por mera necesidad de adaptabilidad y supervivencia desarrolló armamento básico como el arco y la flecha, siendo el primero de estos un resorte, pues cabe en su definición simple. Por otro lado, se tiene que, el desarrollo de estos dispositivos fue tomando peso por los años 1300 d. C., ya que con la llegada de la pólvora se fueron desarrollando procesos de calentamiento y tratamientos térmicos de los materiales, que en la actualidad siguen siendo aprovechados para esta aplicación en particular.

Las aplicaciones de los resortes continuaron a lo largo de los años, y fue en la época de Leonardo Da Vinci en los años 1400 d. C. que se desarrollaron aplicaciones específicas para los resortes, en relojería, en elementos motrices y en ballestas, muchos inventos impulsados por este personaje, siendo su invento mecanismos tales como el cerrojo automático que se presenta en la Fig. 1.1, aunque fue hasta el año 1678 que se publicó la teoría del inglés Robert Hooke conocida como ley de Hooke, que hasta la fecha es un principio fundamental y que se toma como base para estudiar la interacción de los resortes con el medio y su representación como fuerza en la naturaleza, esto lo consiguió mediante el estudio del volante con resorte espiral que se presenta en la Fig. 1.2, durante los años de 1650.



Fig. 1.1. Cerrojo automático moderno basado en el experimento de Leonardo Da Vinci [2].

En 1740 se redescubrió el antiguo método indio para fabricar aceros, mediante el calentamiento del hierro en un recipiente o crisol. Era el nacimiento de la metalurgia moderna, que junto a la futura Revolución Industrial permitió la utilización del hilo de acero y la consiguiente diversificación de aplicaciones del muelle: la cerradura de palanca de Robert Barron (1778), la cerradura de cilindro de Joseph Bramah (1784), el embrague de John Rennie (1786), la persiana de James Barron (1809), el termostato de Andrew Ure (1830), el timbre eléctrico, de Joseph Henry (1831), y el barómetro aneroide de Lucien Vidie (1843). Así, ya entrada la Edad del Vapor les siguieron otros inventos como la grapadora de Herbert Haddan (1879), la suspensión de Kart Bernz (1885) y el velocímetro de Edward Prew (1898). Los muelles acumulan fuerza en forma de energía y, al liberarla, realizan trabajo. Representan para una máquina el equivalente a un músculo para el

hombre, generando flexibilidad, tensión, velocidad o potencia, y contribuyendo, en definitiva, a la armonía de los movimientos. A pesar de su aspecto tan simple, se han convertido en un componente indispensable en cualquier artefacto de la era moderna.

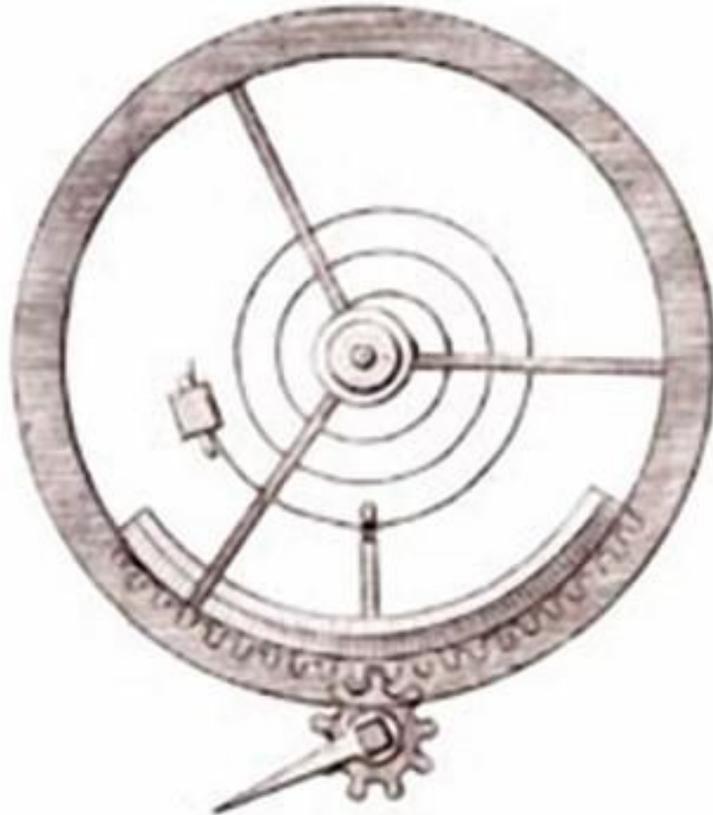


Fig. 1.2. Volante de resorte espiral desarrollado y estudiado por Robert Hooke en 1678 [2].

1.2. TIPOS DE RESORTES Y SU APLICACIÓN EN LA INDUSTRIA

Los resortes se pueden clasificar de diversas formas, estas son, por ejemplo, por la naturaleza de la fuerza a la que están sometidos, se clasifican en resortes de carga axial, de torsión, y de flexión, como se presenta en los dos primeros de la Fig. 1.3.



Fig. 1.3. Diversos tipos de resortes según su forma: a) Resorte helicoidal para tracción; b) Resorte de barra para tracción; y c) Resorte helicoidal para carga a torsión [4]

Por otro lado, se tiene otra clasificación en la cual, según la forma de sus espiras y la distribución de su paso, los tipos de resortes pueden ser, resortes de paso constante, de paso variable, cónico, globoidal, de barril, tal y como se presenta en la Fig. 1.4.

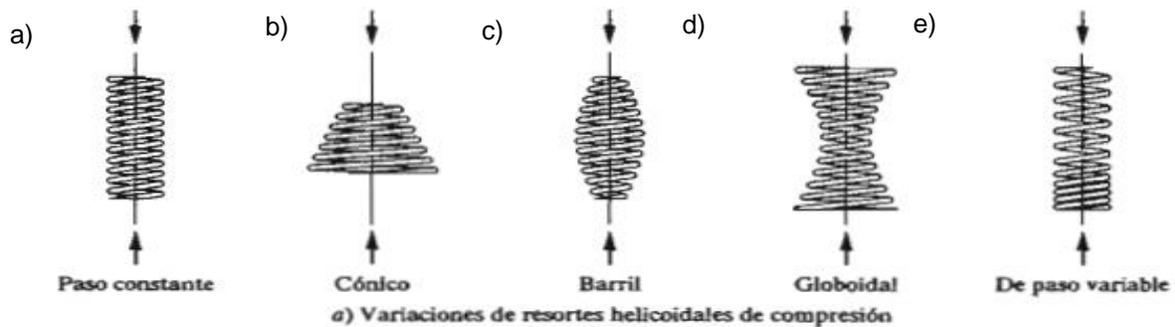


Fig. 1.4. Diversos tipos de resortes según su paso y diámetro a) Resorte con paso constante; b) Resorte cónico; c) Resorte de barril con diámetro variable d) Resorte globoidal; y e) Resorte de paso variable [4].

En resumen, la clasificación de los resortes se puede englobar tal como se presenta en la Fig. 1.4, en la cual se presentan tres clasificaciones básicas, las cuales son por su forma, por la naturaleza de la carga y por el tipo de paso que poseen. Cada uno de estos resortes entonces depende de la aplicación en la cual serán utilizados, y de ello dependerá cual resorte es el que se utilizará con preferencia, por ejemplo los resortes helicoidales cónicos se prefieren cuando las cargas son variables, pues su cambio de sección transversal permitirá una variación de resistencia diferente en cada espira y no de crecimiento constante como sí ocurre en un resorte helicoidal cilíndrico, los resortes en forma de espiral son utilizados en relojería y juguetes mecánicos, por otro lado los resortes laminares se utilizan entre el chasis de los automóviles, siendo el ejemplo más representativo el de la Fig. 1.5, que también es un resorte que entra en la clasificación de resortes para cargas a flexión.

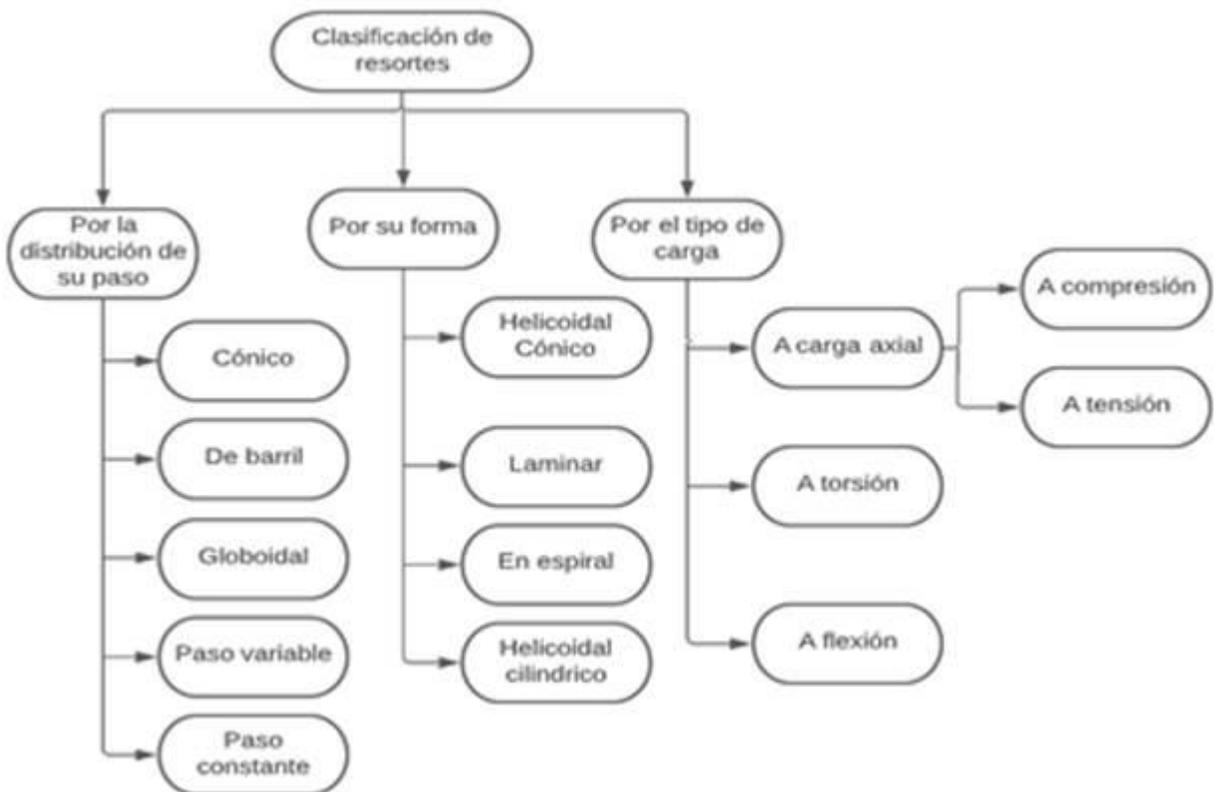


Fig. 1.5. Clasificación de los resortes según su forma, distribución de su paso y por el tipo carga [4].

1.2.1. RESORTES SEGÚN EL TIPO DE CARGA

La primera clasificación de resortes y la más conocida es la que se da debido al tipo de carga que experimentan, pues será dependiente de esta característica la forma del resorte y muchas de sus variables de diseño, pues no es lo mismo trabajar para flexión, para carga axial y mucho menos para torsión.

Conocer las diferencias que posee cada clasificación y poseer una idea física de la apariencia del producto final es importante para tener una idea general del mecanismo que se requiere para dar paso a su fabricación por ello la clasificación enuncia lo siguiente.

- **Resortes a carga axial:** Estos resortes soportan carga de naturaleza axial, ya sea de tensión o de compresión, teniendo estos dos tipos diferencias marcadas, por ejemplo,

el resorte de carga axial a compresión por lo general posee un distanciamiento notable entre las espiras activas, tal y como se presenta en la Fig. 1.6, por el contrario el resorte de carga axial a tensión suele tener sus espiras muy cerca, y por lo general termina en un par de ganchos, con los cuales se sujeta a los dispositivos que impregnaran la carga, tal y como se presenta en la Fig. 1.6. Las aplicaciones más frecuentes de estos resortes involucran resortes helicoidales de paso constante, aunque también es común ver de otros tipos como los resortes helicoidales de tambor.



Fig. 1.6. Ejemplos de resortes a compresión y a tracción [4].

- **Resortes a carga de torsión:** Estos resortes están diseñados de tal forma que poseen una parte plana libre de espira como se presenta en la Fig. 1.7, compuesta por el mismo alambre que luego se enrolla para dar la forma antes mencionada, esto con el fin de que, en dicha parte plana se aplique la fuerza de torsión que soportará el resorte, esta parte plana se denomina gancho. Las cargas que soportan estos resortes son de torsión y algunas veces de empuje según su aplicación.



Fig. 1.7. Resorte para carga de torsión [4].

- **Resortes para cargas de flexión:** Se denomina resorte de flexión a un resorte de compresión formado por otro tipo de arandelas o espirales más elásticas con otro montaje, aunque que cumplen la misma función. Ejemplos de estos son las conocidas como ballestas que se presentan en la Fig. 1.8.



Fig. 1.8. Ejemplo de resorte a flexión [1].

1.3. MATERIALES Y PROCESOS TÉRMICOS UTILIZADOS EN LA FABRICACIÓN DE RESORTES

Durante años se han desarrollados diversos procesos térmicos para trabajar el metal, y el acero, de ellos se tiene el origen de procesos utilizados para la fabricación de resortes, debido a que, estos son sometidos a altos esfuerzos de deformación para conseguir la forma deseada, el material que debe utilizarse para ello es el acero y este como tal debe pasar por procesos térmicos que alivien los esfuerzos residuales producto del alto grado de deformación, en mucho de sus casos, aunque como se estudia a continuación se prefiere la utilización de un acero que posea ciertas características, para minimizar en mayor grado lo antes mencionado.

1.3.1. ACEROS UTILIZADOS PARA LA FABRICACIÓN DE RESORTES

Es importante identificar que para la fabricación de un muelle o resorte se deberá tomar en consideración tanto el tipo como también la aplicación y, ellos como característica principal deben ser capaces de poder absorber energía y no experimentar deformaciones más allá del límite elástico, por lo que los candidatos más adecuados para esta tarea son los aceros ya sea en su presentación más común como lo son la diferente gama de aceros al carbono que existen, así como en su presentación más peculiar tales

como los aceros aleados que para esta aplicación son por ejemplo los aceros al cromo-silicio, aceros al manganeso y aceros mangano-siliciosos.

Los aceros poseen la capacidad de ser trabajados para que puedan adquirir las propiedades mecánicas esperadas para la aplicación que se requiere, ya sea con tratamientos térmicos que provocan cambios en su microestructura, tales que, les permiten adquirir las propiedades mecánicas requeridas, tal es el caso del temple que provoca un cambio que se ve reflejado en la dureza que pueden llegar a adquirir, de igual forma pueden ser trabajados mediante procesos de trabajo en frío que de igual forma provocan cambios en propiedades como la dureza. Por lo general la combinación de los tratamientos térmicos y el trabajo en frío son los que provocan mejor resultado, incluso para esta aplicación donde la característica es el eje patrón para la selección del material.

1.3.2. CARACTERÍSTICAS DE LOS ACEROS PARA MUELLES

Entre los aceros para la fabricación de resortes existen varias características las cuales son:

- Alto límite elástico: Esto con el fin de que sean capaces de recobrar su forma luego de retirar la carga, el coeficiente de trabajo del resorte para su aplicación no debe superar dicho límite. Dicho límite puede oscilar entre 90 y 180 kg/mm².
- Deben poseer una resistencia mínima a la tracción de un valor cercano o igual 150 kg/mm².
- Gran resistencia a la fatiga: Esto debido a que los resortes en muchas ocasiones estarán experimentando una gran cantidad de ciclos de cargas de este tipo, ya que su aplicación es para casos en los cuales las cargas varían de forma alternante provocando esfuerzos de la misma naturaleza.
- Capacidad para que la capa superficial no se descarbure: Pueden llegar a perder carbono de la capa superficial durante un tratamientos térmicos o trabajos en caliente, esto es un gran problema para la aplicación de resortes, ya que si se pierde dicha capa es probable que en la periferia se produzcan grietas que lleven a la falla debido a que esta zona es la que está sometida a mayor carga de fatiga. Es de aclarar que

esta característica no es para todos los resortes, si no para aquellos que se les aplica un proceso específico.

1.3.3. COMPOSICIÓN DE LOS ACEROS PARA RESORTES

Los aceros para resorte no deben poseer cualquier composición química, de igual forma es erróneo pensar que simplemente se debe tener mayor contenido de carbono para poder tener buenos resultados para estas aplicaciones, es más el carbono y su proporción es sólo una de los elementos que proporcionará al acero de las propiedades que requiere la aplicación.

Es de hacer notar que lo que principalmente se requiere es que los elementos de máquina compuestos por resortes posean un límite elástico que oscile entre 90 y 180 kg/mm², además de poseer las otras características antes mencionadas, por lo que para conseguirlas no basta sólo con tener el acero y su contenido de carbono presente, sino que se tiene que tener en cuenta que se debe aplicar un tratamiento de temple para mejorar las propiedades del acero, esto sumado a las características que se deben proveer, da como resultado la necesidad de poseer elementos de aleación en una medida bastante significativa, estos elementos de aleación son pues, en mayor grado de relevancia el manganeso y el silicio, el primero debido a que mejora la templabilidad y el segundo favorece a mejorar el límite elástico del acero y su resistencia a la fatiga.

Existen aceros simples con bajo contenido de manganeso que pueden ser utilizados y templados, para ser enfriados en mayor medida en aceite tal es el caso de aceros como los que posean entre 0.45-0.6% de carbono y un contenido de 0.70% de manganeso que se templen en agua y los acero que posee entre 0.80 a 1 % de carbono que se templen en aceite, estos aceros se utilizan en aplicaciones en las cuales se requiere poco espesor. No obstante, para aplicaciones en los que se necesitan muelles con diámetros mayores o iguales que 10 mm se deben utilizar aceros que posean los dos elementos mencionados al inicio (manganeso y silicio), en proporciones bastante considerables, los aceros que contienen estos elementos se suelen llamar aceros mangano-silicio y tienen diferentes calidades, por ejemplo los aceros con una calidad tal

que presenten C de 0.42 a 0.52 %, Si de 1.7 a 2 % y Mn de 0.60 a 0.90%, estos se suelen templar en agua, una segunda calidad posee un contenido de carbono de 0.5 a 0.6 %, silicio nuevamente entre 1.7 a 2 % y manganeso entre 0.7 a 1% los cuales se puede templar en aceite. Por lo general se prefiere que el medio de temple sea agua, ya que es más económico para el proceso en general, aunque si la calidad es de fundamental importancia se prefiere el medio de aceite, ya que es menos severo. Por lo general las varillas fabricadas con estos elementos tienen diámetros de 6 a 20 mm y límites de elasticidad de hasta 125 kg/mm².

Existen aplicaciones más delicadas como la fabricación de resortes para aviación y para equipo destinado a viajes espaciales, así para dichas aplicaciones se utilizan aceros cromo-vanadio-molibdeno, así como también para aplicaciones donde los resortes se someten a temperaturas entre 100 y 300 °C.

La necesidad de utilizar estos aceros se evidencia en las curvas Jominy que posee cada material, de estas depende la templabilidad de los mismos ya que se evidencia que aceros como el SAE 6150 que están representados en la Fig. 1.9 la cual es una curva Jominy para diferentes tipos de aceros con su respectiva dureza en Rockwell-C (HRC), es adecuado para estas aplicaciones por su fácil templabilidad. Comparando entonces mediante la Fig. 1.9 como el acero SAE 1095 tendrá una dureza de 50 HRC para probetas de aproximadamente una sección transversal de 1/8 de pulg, sin embargo a medida se profundiza en la distancia hacia el centro de la probeta la dureza cae a valores de hasta aproximadamente 30 HRC para probetas con una sección transversal de 7/4 de pulg, esto evidenciando que para el a mayor diámetro se trabaje menores serán las propiedades adquiridas a lo largo de dicha sección transversal, caso contrario sucede con aceros como el SAE 6150 que son los llamados cromo vanadio que pueden obtener mejores resultados para diámetros mayores.

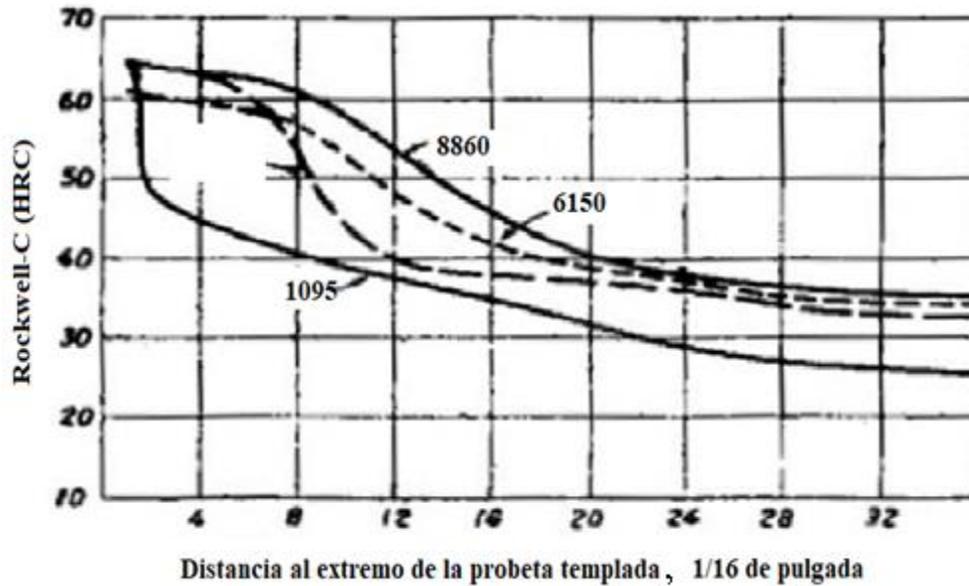


Fig. 1.9. Curva Jominy distintos aceros [5].

Así en la Tabla 1.1 se presenta una clasificación de los aceros para resortes y sus composiciones químicas.

Tabla 1.1. Composición química de distintos aceros para resortes [5].

Composición en % en peso							
P <0.030 y S <0.030							
Aceros	N°	C	Mn	Si	Cr	V	W
al carbono	1	0.45-0.60	0.60-0.80	0.20-0.3	-	-	-
	2	0.60-0.80	0.60-0.80	0.20-0.3	-	-	-
	3	0.80-1.00	0.50-0.70	0.20-0.3	-	-	-
mangano-siliciosos	4	0.42-0.52	0.60-0.90	1.70-2.00	-	-	-
	5	0.50-0.60	0.70-1.0	1.70-2.00	-	-	-
	6	0.50-0.70	0.80-1.20	-	-	-	-
al cromo-manganeso	7	0.40-0.50	0.60-0.80	-	0.90-1.10	-	-
	8	0.45-0.55	0.60-0.80	-	0.90-1.10	-	-
al cromo-silicio	9	0.40-0.60	0.50	0.90-1.10	0.90-1.10	-	-
Cromo-manganeso-vanadio	10	0.45	0.60-0.80	-	0.90-1.10	0.2	-
	11	0.55	0.60-0.80	-	0.90-1.10	0.2	-
para muelles que trabajan en caliente	12	0.50	0.30	0.30	1.50	0.30	2
	13	0.60	0.90	1.95	-	0.35	Mo 0.50
	14	0.55	1.15	1.95	-	0.35	Mo 1.30

1.3.4. PROCESOS DE MANUFACTURA EMPLEADOS PARA LA FABRICACIÓN DE RESORTES

Dependiendo del proceso de manufactura y de la aplicación a la que va dirigido los diferentes resortes se pueden clasificar en dos grupos, el primero en barras de acero que por su gran diámetro se suelen tratar térmicamente posterior a la fabricación del resorte, y el segundo grupo son los alambres enrollados en frío que en su mayoría también poseen algún tratamiento térmico posterior a su fabricación. Dentro de estas dos clasificaciones se tienen diferentes tipos de presentaciones, las cuales son:

- Alambres estirados:

Se fabrican mediante acero SIEMENS con una composición química de 0.5 a 0.65% C y 0.6 a 1% Mn y 0.10 a 0.30% Si. Su resistencia varía según el diámetro desde 120 a 200 kg/mm² en diámetros de 0.10 a 5 mm. Sus aplicaciones son para operaciones que no impliquen alta responsabilidad. Para fabricar los muelles se hace por enrollado sencillo y rara vez se realiza un recocido a 200 °C para eliminar los esfuerzos residuales generados durante su fabricación o enrollamiento del resorte.

- Alambres templados en aceite:

Misma composición que el anterior, aunque diferente proceso de fabricación ya que éste durante su última pasada por trefilado se hace pasar el alambre en un horno continuo y luego se temple en aceite. Posterior se calienta para dar un tratamiento de revenido y eliminación de esfuerzos residuales. Poseen mayor tenacidad y alargamiento que los alambres estirados. Su fabricación es igual que los estirados.

- Alambres de cuerda de piano:

Son los alambres que poseen un contenido de carbono de 0.6 a 1% y manganeso de 0.6 a 1% con diámetros de 0.1 a 8 mm e incluso 12 mm en algunos casos, su resistencia abarca desde 240 kg/mm² para los diámetros de 0.1 – 19 mm y en valores menores que 240 kg/mm² para los diámetro mayores que estos, esto debido a que la dureza se consigue mediante un proceso combinado de endurecimiento por temple en plomo como medio de enfriamiento y trabajo en frío por lo que a mayor diámetro tendrá menor uniformidad de características en su sección transversal. Estos alambres son los mejores y de más alta calidad y se puede trabajar para la fabricación de muelles con un calentamiento posterior a la ejecución del muelle o resorte.

- Alambre recocido.

Se pueden utilizar también barras de acero en las siguientes clasificaciones:

- ✓ Barras de acero recocido: Para alambres que requieran un diámetro de alambre o barra superior a 6 mm, estos se calientan durante la fabricación del resorte sólo si tienen diámetros mayores que 13 mm. Posterior a su fabricación se deben temprar y revenir para mejorar las características de resistencia y alargamiento.
- ✓ Barras normalizadas: Para resortes con diámetros mayores que 13 mm y se fabrican mediante el calentamiento durante el enrollamiento de la barra para la fabricación del resorte.
- ✓ Varillas de acero rectificado (acero plata): Son para las aplicaciones más críticas y específicas.

1.3.5. TRATAMIENTO TÉRMICO DE LOS ACEROS PARA FABRICACIÓN DE RESORTES

Existen diversos tratamientos térmicos que se aplican a los aceros que se utilizan para esta aplicación, se debe ser muy cuidadoso con estos, ya que su mal empleo de algún tratamiento térmico puede resultar en una situación que lo perjudique y también de la operación.

Entre los tratamientos térmicos para dicha aplicación, existen los mencionados en la Tabla 1.2, y de ellos se pueden mencionar los siguientes:

- Recocido: Este tratamiento térmico se debe aplicar con mucho cuidado, ya que su propósito es ablandar el acero y eliminar los esfuerzos residuales generados por la laminación y el trefilado que se realizan en estos aceros, en este proceso lo que se debe evitar es que se descarbonen, en especial, los manganos-siliciosos, ya que si la superficie resulta afectada tenderá a propiciar fácilmente las grietas, y a su vez de perder capacidad de elasticidad y pues, son estas las características que propicia la capa. Para evitar esto se prefiere realizar los recocidos en cajas cerradas con bastante viruta de hierro fundido o si no, también, utilizar hornos con atmósfera inertes. Las temperaturas en estos tratamientos térmicos suelen ser entre 750 y 800

°C y luego se enfría el producto final de forma lenta en el horno hasta los 600 °C, con esto se logran durezas accesibles entre 170 y 220 Brinell.

- Temple: Se realizará sin muchas precauciones a temperaturas entre 700 y 800 °C sólo teniendo en cuenta que, se deben mantener temperaturas bajas y tiempos no muy prolongados para evitar el crecimiento de grano ya que esto provoca fragilidad. Para evitar la descarburación se utilizan hornos de sales de cianuro que a su vez protegen la atmósfera del mismo y evitan la carburación y es más propician una nueva capa de la misma y evita la oxidación mejorando así la presentación. El medio de enfriamiento depende del tipo de acero, los medios de enfriamiento pueden ser como se espera agua o aceite sin embargo saber cuál es el indicado es complejo, y se deberá hacer uso de las curvas Jominy, ya que depende de cual se tenga así se verá evidenciado el uso de un medio de enfriamiento o de otro.

Tabla 1.2. Tratamientos térmicos para diferentes aceros usados en la fabricación de resortes [5].

Nº	Temple		Temperatura de revenido, °C	Dureza Brinell	Principales aplicaciones
	Temperatura, °C	Enfriamiento			
Aceros al carbono					
1	825	Agua	400	440	Para muelles espirales fabricados con alambre de poco espesor
2	825	Aceite	400	430	
3	825	Aceite	400	430	
Aceros mangano-siliciosos					
4	875	Agua	425	470	Para la fabricación de ballestas
5	875	Aceite	500	480	
Aceros al manganeso					
6	850	Agua o aceite	450	400	Para ballestas y muelles espirales de temple al aceite.
Aceros al cromo-manganeso					
7	875	Aceite	500	426	Para la fabricación de hojas maestras de ballesta. A veces se emplea sin templar.
8	850	Aceite	450	405	
Aceros al cromo-silicio					
9	875	Aceite	450	461	Para resortes de alta calidad.
Aceros al cromo-manganeso-vanadio					
10	850	Aceite	425	475	Para resortes para válvulas de motores de exposición y para aplicaciones de alta calidad.
11	850	Aceite	425	485	
Aceros para resortes que trabajen en caliente					
12	875	Aceite	500	500	Par la fabricación de muelles que trabajen en caliente.
14	850	Aceite	500	520	
14	875	Aceite	500	550	

- **Revenido:** Se realiza desde 200 a 500 °C y luego se enfría al aire de forma lenta. Se puede utilizar una madera como pirómetro, este con el fin de utilizarlo para que indique la temperatura adecuada ya que la madera se suele incendiar a los 500 °C, sin embargo, esto sólo se usa como medida extrema donde no se cuenta con aparatos sofisticados para medir la temperatura.

Así, se puede utilizar la Tabla 1.2 para seleccionar que tipo de tratamiento térmico y a qué temperatura se realizará dicho tratamiento térmico en estos aceros son las recomendadas y algunas de sus aplicaciones.

1.4. TIPOS DE MÁQUINAS PARA LA FABRICACIÓN DE RESORTES

En el mercado actual se encuentran distintos tipos de maquinaria para la fabricación de resortes, en El Salvador, sin embargo, gran parte de la producción es realizada por maquinaria manual y semiautomática.

Actualmente los sistemas CNC son los más utilizados en países desarrollados, las maquinarias taiwanesas, italianas, japonesas y alemanas son las más demandadas por los fabricantes de resortes. Sin embargo, todavía se fabrican máquinas cuyo sistema de control es manual o semiautomático, en lugar de computarizado, todo esto depende de los requerimientos de cada una de las industrias, tales como la cantidad, diámetro del alambre y precisión. Así, las Figs. 1.10 a 1.14 constituyen en su gran mayoría máquinas de alto rendimiento y que permiten la fabricación de distintas variedades de resorte, no obstante, estas máquinas se citan ya que algunos de sus principios de funcionamiento son válidos para una propuesta de diseño de una máquina manual para la fabricación de resortes.

Estas máquinas tienen características de funcionamiento bien definidas y con un objetivo claro de ser máquinas con un propósito tal que se produzcan una gran cantidad de resortes, llegando a producciones muy altas por minuto, esto con el fin de suplir una demanda propia de mediana a gran industria.

Las máquinas más famosas aplicadas a la industria son pues las siguientes:

- En la Fig. 1.10 se presenta una máquina MTS con sus características de proceso, este tipo de máquina sólo puede fabricar resortes helicoidales a compresión.
- En la Fig. 1.11 se presenta una máquina BOBBIO con sus características de proceso, esta máquina permite la fabricación de todo tipo de resortes.
- En la Fig. 1.12 se presenta una máquina BRISTOL con sus características de proceso para la fabricación de resortes helicoidales a compresión.



Características	
$\mathcal{A}_{\text{máx}}$ alambre, mm	4.0
Capacidad, res/min	25 - 154
Tipo de resorte	Compresión torsión
$\mathcal{A}_{\text{máx}}$ resorte, mm	40
$L_{\text{máx}}$ resorte, mm	290
Paso	Variable
Costo aproximado, \$	17,000

Fig. 1.10. Máquina MTS y sus características [6].



Características	
$\varnothing_{\text{máx}}$ alambre, mm	
Capacidad, res/min	5.5
Tipo de resorte	20 - 350
$\varnothing_{\text{máx}}$ resorte, mm	Compresión torsión
$L_{\text{máx}}$ resorte, mm	60
Paso	350
Costo aproximado, \$	35,000.00

Fig. 1.11. Máquina BOBBIO y sus características [6].



Características	
$\varnothing_{\text{máx}}$ alambre, mm	2.0
Capacidad, res/min	25 - 90
Tipo de resorte	Compresión
$\varnothing_{\text{máx}}$ resorte, mm	35
$L_{\text{máx}}$ resorte, mm	120
Paso	Variable
Costo aproximado, \$	20,000.00

Fig. 1.12. Máquina Bristol y sus características [6].

- En la Fig. 1.13 se presenta una máquina CHIN YN CHANG MACHINERY con sus características de proceso, esta máquina se puede utilizar sólo para la fabricación de resortes helicoidales a compresión.



Características	
$\varnothing_{\text{máx}}$ alambre, mm	3.0
Capacidad, res/min	10 -3 0
Tipo de resorte	Compresión
$\varnothing_{\text{máx}}$ resorte, mm	15
$L_{\text{máx}}$ resorte, mm	30
Paso	Variable
Costo aproximado, \$	10,000.00

Fig. 1.13. Máquina BUILDWELL y sus características [6].

- En la Fig. 1.14 se presenta una máquina BUILDWELL con sus características de proceso, esta máquina al igual que la de la Fig. 1.14 sólo se puede utilizar para la fabricación de resortes helicoidales a compresión.



Características	
$\varnothing_{\text{máx}}$ alambre, mm	2.5
Capacidad, res/min	10 - 25
Tipo de resorte	Compresión
$\varnothing_{\text{máx}}$ resorte, mm	20
$L_{\text{máx}}$ resorte, mm	25
Paso	Variable
$\varnothing_{\text{máx}}$ alambre, mm	10 mm
Costo aproximado, \$	X,XXX.00

Fig. 1.14. Máquina BUILDWELL y sus características [6].

1.5. SISTEMAS BÁSICOS DE UNA MÁQUINA PARA FABRICAR RESORTES

Una máquina para la fabricación de resortes está formada por varios sistemas que llevan a cabo tareas de importancia que es su conjunto permiten obtener el producto final, el resorte, con las especificaciones establecidas. Los sistemas que por lo general forman parte de la máquina son:

- Sistema de enderezado,
- Sistema de enrollado,
- Sistema de potencia, y
- Sistema de corte.

1.5.1. SISTEMA DE ENDEREZADO DE ALAMBRE

El sistema de enderezado de alambre realiza una función importante ya que este ayudará a llevar a sus condiciones lineales y evitar algún tipo de dobles en el alambre se realiza en este tipo de máquina por medio de un mecanismo llamado tren de enderezado ver Fig. 1.15 que consiste comúnmente de cinco rodillos enderezadores, los cuales

ayudan a dar una rectitud adecuada al alambre para que pueda transitar libremente por los siguientes subsistemas.

El sistema de enderezado de alambre realiza una función importante para que al momento de ser conformado se obtengan resorte libre de imperfecciones. En la actualidad muchos de los métodos de enderezados se rigen por este tipo de mecanismo ya que es eficiente y fácil de fabricar. En la Fig. 1.15 se presenta este de mecanismo.

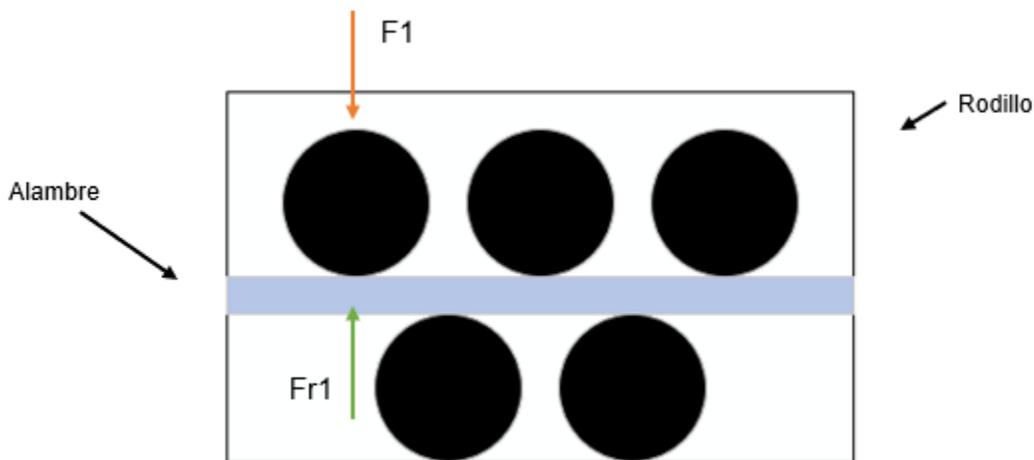


Fig. 1.15. Tren de enderezado[1].

Las fuerzas que actúan sobre el alambre en el instante de pasar por el tren de rodillos ayudan al enderezado del alambre, para determinar el tipo de material del que deben estar diseñado los rodillos se pueden apoyar de las ecuaciones de equilibrio de fuerza, ecuaciones de momento, desviación angular, y por último de teoría de falla. Este cálculo se presentará en el Capítulo 2.

1.5.2. SISTEMA DE ENROLLADO DE ALAMBRE

El sistema de enrollado constituye la parte fundamental de la máquina, ya que, es aquí en donde se realiza el proceso de conformado por lo que también se conoce como sistema de conformado y en el cual se obtiene el producto final. Es un sistema de alta precisión en el cual se deben tomar en cuenta todas las características del resorte, como

son el paso, la longitud, el diámetro interno y especialmente la elaboración de la espira muerta en ambos extremos del resorte.

Existen varios sistemas de conformado de alambre, entre ellos son tres los más fáciles de comprender, y son el sistema de conformado por placas, el sistema de conformado tornillo sin fin y guía y el sistema de conformado con cilindro conformador.

Entre los sistemas para el conformado del alambre existen diferentes tipos, entre los cuales se tienen:

➤ Sistema de conformado por placas.

Como se presenta en la Fig. 1.16, en este sistema se utilizan dos placas para dar la forma de espira al resorte, las placas sirven como guías mientras el alambre pasa a una velocidad controlada a través de estas guías, por lo general la segunda guía es la que se encarga de darle el paso al alambre.

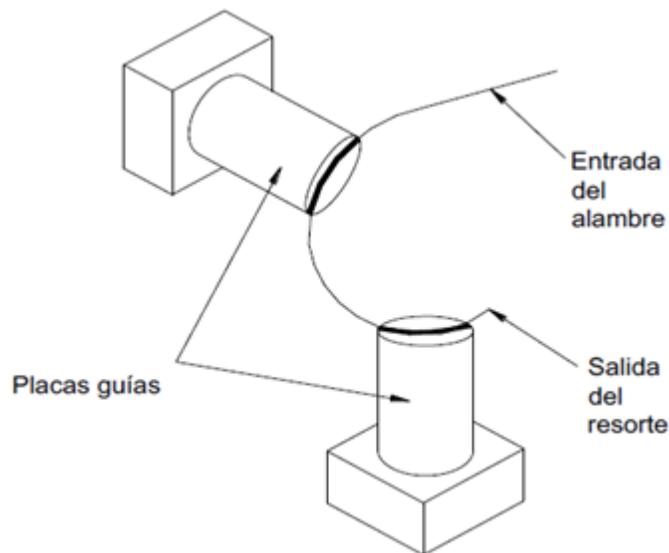


Fig. 1.16. Sistema de conformado por placas [1].

Las ventajas del sistema son:

- Costo bajo, y
- Grado de dificultad de fabricación moderado.

Las desventajas del sistema son:

- Bajo nivel de tolerancia,
- Desgaste excesivo, y

- El conformado en los extremos no es de forma automática.

➤ Sistema de conformado por tornillo sin fin y guía.

Son dos ejes en paralelo tal como se presenta en la Fig. 1.17 en este sistema el alambre se alimenta y pasa a través de un tornillo sin fin guía que es el que controla el paso, posterior a esto se enrolla en un cilindro conformador que es donde finalmente quedará enrollado el resorte, este cilindro se llama conformador porque es el que define el diámetro del cilindro.

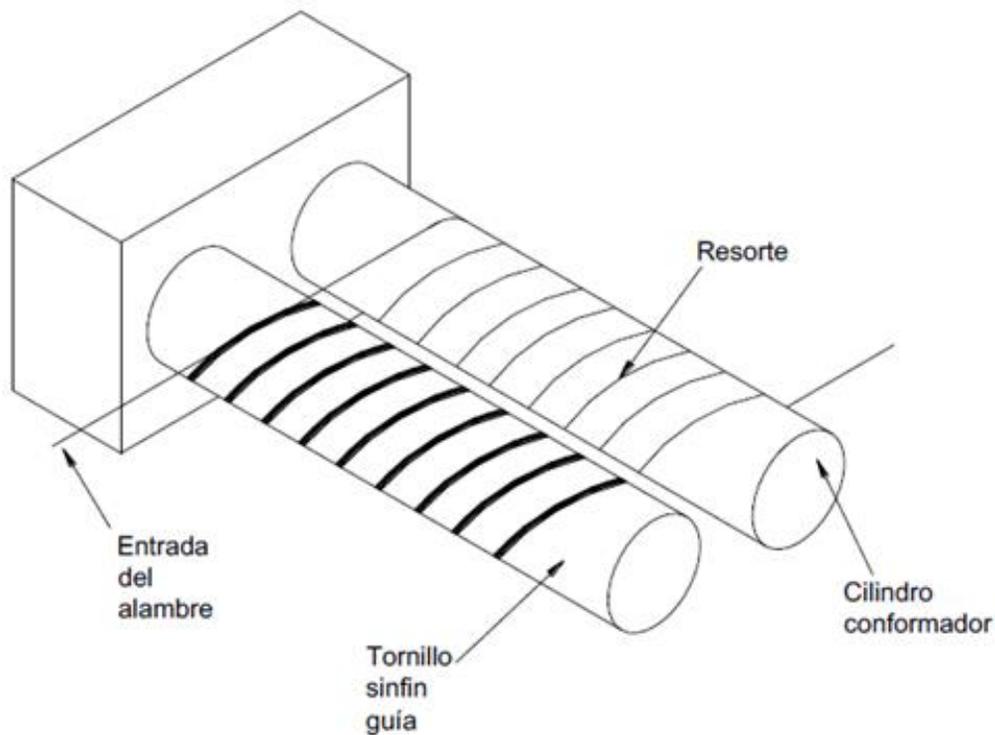


Fig. 1.17. Sistema de conformado por tornillo sin fin y guía[1].

Las ventajas del sistema son:

- Mejor control en el conformado del resorte, y
- Fácil control de operación.

Las desventajas del sistema son:

- Bajo nivel de producción,
- Elevado costo de construcción, y
- Si no se tiene un sistema para cambiar el cilindro conformador, se podrán fabricar resortes únicamente de forma constante.

➤ Sistema de conformado con cilindro conformador.

En la Fig. 1.18 se presenta este sistema, en el cual sus partes son una guía donde se aplica el torque, esta guía posee un movimiento rectilíneo que controla el paso del alambre que es suministrado por el sistema de alimentación de alambre, la guía a su vez está compuesta de un pequeño tortillo sin fin, que es el que controla el paso al darle el movimiento rectilíneo al alambre.

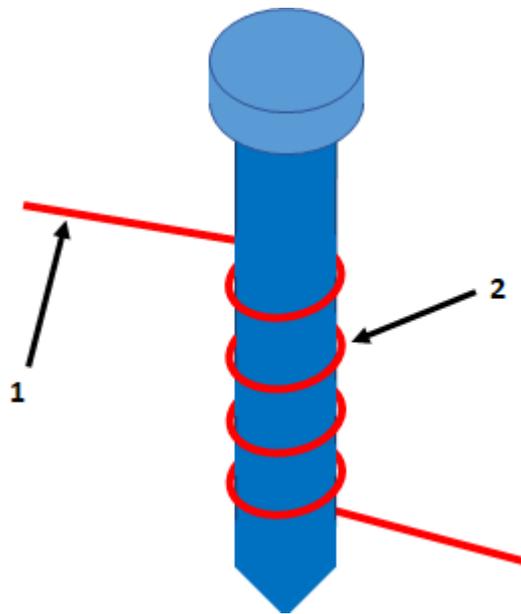


Fig. 1.18. Sistema de conformado con cilindro conformador. 1, Entrada de alambre. 2, Resorte [1].

Ventajas del sistema:

- Fácil mantenimiento,
- Alto nivel de producción,
- Conformado veloz, y
- Facilidad de trabajar los extremos.

Desventajas:

- Costo medio de construcción, y
- Dimensiones de construcción bastante grandes.

1.5.3. SISTEMA DE POTENCIA

El sistema de potencia es aquel que transmite la potencia y la velocidad necesaria para el proceso de fabricación, existen dos tipos, el de paso constante por transmisión simple y el de paso variable con caja de velocidades de los cuales se mencionan sus características a continuación:

- Sistema de paso constante por transmisión simple

Cuando se necesita la fabricación de un mecanismo que fabrique resortes sin variar su paso, la transmisión más adecuada para lograrlo es mediante una transmisión simple de un par de engranes iguales y un engrane loco en la parte central (ver, Fig. 1.19), el engrane central se encarga de recibir la potencia que es suministrada por el motor eléctrico y él divide la potencia en dos partes iguales conservando a la misma vez la misma cantidad de energía cinética que permitirá conseguir un avance igual en el sistema de enderezado como en el sistema de enrollamiento. Logrando un resorte de paso constante.

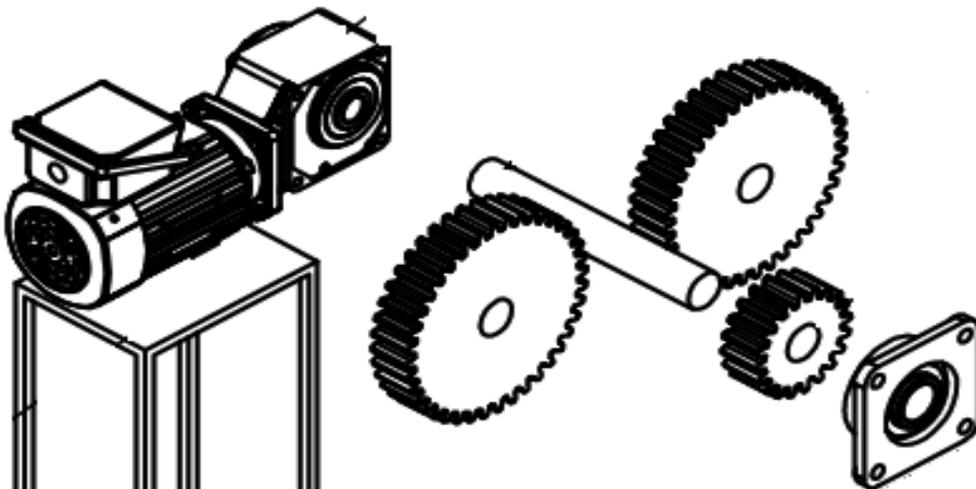


Fig. 1.19. Sistema simple por transmisión de engrane [11].

- Sistema de paso variable con caja de velocidades

Cuando se requiere fabricar resortes de diferentes diámetros y de pasos una de las opciones que se pueden llevar a cabo es adaptar al sistema simple una caja de velocidades conocida como caja Norton, el cual es un mecanismo compuesto de

varios engranajes, que fue inventado y patentado en 1890, que se incorpora a los tornos paralelos y dio solución al cambio manual de engranajes para fijar los pasos de las piezas a roscar. Este mecanismo permite en el torno la posibilidad de dar al carro distintas velocidades según las necesidades concretas (p. Ej. según sea el diámetro que se cilindra y el material). Para ello, el torno lleva un juego de ruedas dentadas que colocadas antes de la barra de cilindrar permiten variar la velocidad según las circunstancias.

Esta caja puede constar de varios trenes desplazables de engranajes o bien uno basculante y un cono de engranajes, y conecta el movimiento del cabezal del torno con el carro portaherramientas que lleva incorporado un husillo de rosca cuadrada.

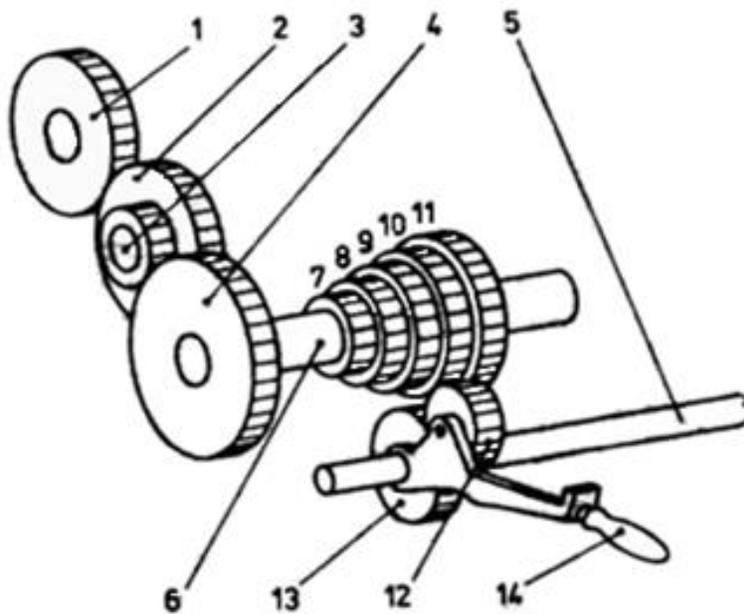


Fig. 1.20. Esquema de caja Norton: 1, Piñón de salida del inversor. 2 y 3, Ruedas intermedias. 4, Rueda de salida del tren. 5, Barra de cilindrar. 6, Eje del paquete Norton. 7 a 11, Ruedas del paquete Norton. 12, Rueda móvil. 13, Piñón deslizante. 14, Palanca [7].

El funcionamiento del mecanismo de la caja Norton como se detalla en la Fig. 1.20 se explica a continuación: El movimiento recibido del motor en la rueda 1, que transmite el movimiento al conjunto 2 - 3 y de este pasa a la rueda 4. Esta rueda es solidaria con el paquete Norton compuesto por varias ruedas de diferente diámetro (7, 8, 9, 10 y 11). De estas ruedas pasa el movimiento a la rueda 13 en la que se halla, solidariamente

unida, la barra de cilindrar. Ahora bien, la rueda 13 no engrana directamente con ninguna de las ruedas del paquete Norton, sino que lo hace por mediación de otra pequeña rueda: la 12. Esto se hace así porque al ser las ruedas del paquete Norton de diferente diámetro, si una pudiese engranar con la 13, no podrían engranar las demás. De esta manera, como la rueda 12 es móvil, por medio de la palanca 14 se puede elevar más o menos, al mismo tiempo que se desliza horizontalmente, y puede engranar con una u otra rueda dentada.

Antiguamente los primeros tornos paralelos permitían la construcción de roscas cambiando el tren de engranajes. Con la aparición de la caja Norton muchos de esos cambios "se redujeron" principalmente cuando un intervalo de roscas está dentro de un mismo sistema. Aunque cuando se pasa de un sistema a otro o de un intervalo a otro no se tiene otro remedio más que cambiar engranajes. Por lo general un torno paralelo grande es la que mayor cantidad de sistemas y pasos tiene porque su volumen lo permite. Aunque en tornos pequeños, sobre todo los actuales, los sistemas y pasos se reducen notablemente.

Por lo general las máquinas pequeñas hacen un sólo sistema y un intervalo de roscas que puede ir de 8 a 12 pasos. Los tornos medianos hacen 2 sistemas y un intervalo que puede ir hasta 6, 8, 12, 16 o 22 pasos, los de muy buena calidad hacen 4 sistemas hasta 36 pasos. Las máquinas más grandes hacen 4 sistemas desde 36, 42, 48, 52 o 56 pasos. Cuanto más paso tenga un torno más cantidad de avances sensitivos tendrá y por consiguiente mejor terminación. Algunas máquinas de baja calidad hacen una gama de roscas sin necesidad de cambiar el tren de engranajes, aunque sacrifican cantidad de pasos y también avances sensitivos de precisión.

Las máquinas más grandes tienen palancas adicionales que conectan o desconectan el engranaje de 127 dientes y eso permite pasar de un sistema inglés a métrico sin cambiar el tren, aunque dentro del mismo sistema, si la caja construye 42, 48, 52 o 56 pasos, es probable que necesite algún cambio en el tren de engranajes.

No existe la máquina que haga todos los sistemas y todos los pasos sin necesidad de cambiar el tren.

1.5.4. SISTEMA DE CORTE

El sistema de corte será el encargado de poder realizar el desprendimiento del alambre una vez se termine de enrollar para formar el resorte, por lo que su importancia en el proceso es relevante, aunque no indispensable, pues el sistema se tiene planeado que no genere el acabado final de las puntas del alambre, es decir que el resorte deberá sufrir un proceso de rectificación para obtener el perfil deseado.

Existen dos posibilidades que se contemplan para la generación del sistema de corte, y cada una se compensa entre sí, debido a que una es de fácil selección y diseño, y la otra es más compleja. Es así como se tiene:

➤ Sistema de corte accionado por manivela

Este sistema se conforma por un mecanismo biela manivela, que como se espera transforma el movimiento rotacional de la manivela en lineal por medio del elemento biela que se presenta en la Fig. 1.21, la cual es un prototipo inicial de lo que se espera del sistema, finalmente la varilla que se mueve de forma lineal tiene ensamblado un cortador en forma de cuchilla que dará un perfil al alambre que se corte, en este sistema no se tiene control del alambre que viaja a través de éste pues el cortador tendrá una guía por la cual se debe desplazar, y deberá estar situado de tal forma que, se pueda acercar y alejar del alambre que se cortará.

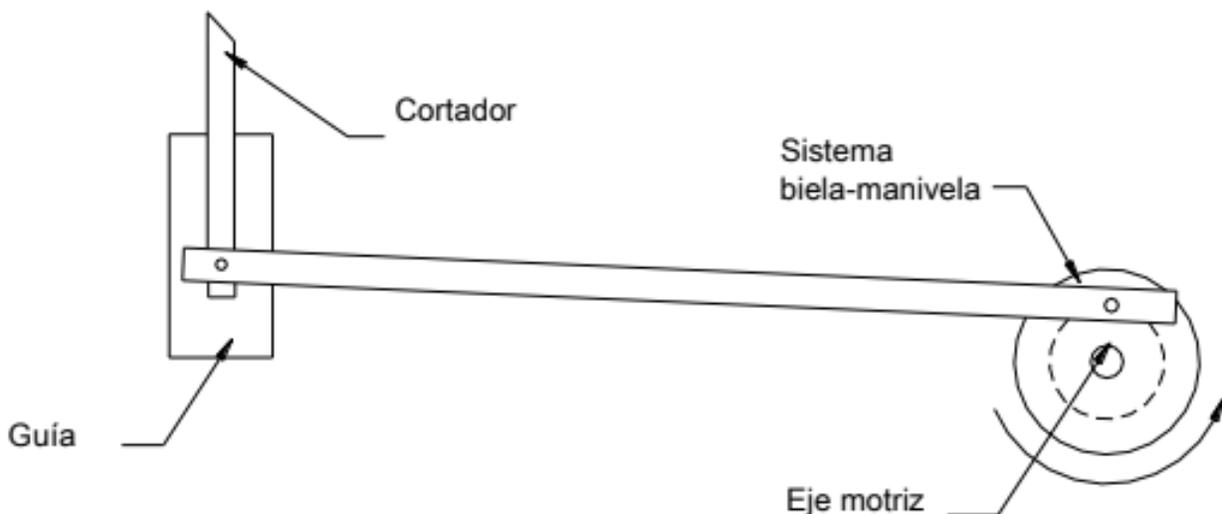


Fig. 1.21. Ejemplo el sistema de corte accionado por manivela [6].

- Sistema de corte controlado por un actuador hidráulico

En el mercado los actuadores hidráulicos de alambres están diseñados para poder cortar alambres de dimensiones considerables, por lo que la capacidad de fuerza proporcionada por un actuador hidráulico es la suficiente para conseguir el objetivo de corte, los dispositivos que se pueden encontrar en el mercado son parecidos a los de la Fig. 1.22, en ésta se ve que la cuchilla que corta el alambre lo hace de forma tal que conserve su perfil circular, para dar paso a la rectificación del perfil según como se desee.



Fig. 1.22. Ejemplo de sistemas de corte controlado por actuador hidráulico [8].

El actuador hidráulico que se tiene pensado como prototipo para el sistema está conformado por las partes de la Fig. 1.23. En el cual se puede presentar que se tiene una entrada definida de alambre y una salida de este, entre medio de ambos extremos se tiene las cuchillas que lo cortarán accionadas por un embolo o pistón de doble efecto hidráulico. Este sistema deberá ser considerado a ser introducido durante el trayecto del alambre hacia el eje que le dará forma, y no se podrá desplazar e intervendrá en las medidas generales del prototipo, influenciando incluso en la distancia entre ejes si se utilizara el sistema de ejes paralelos para formar el resorte.

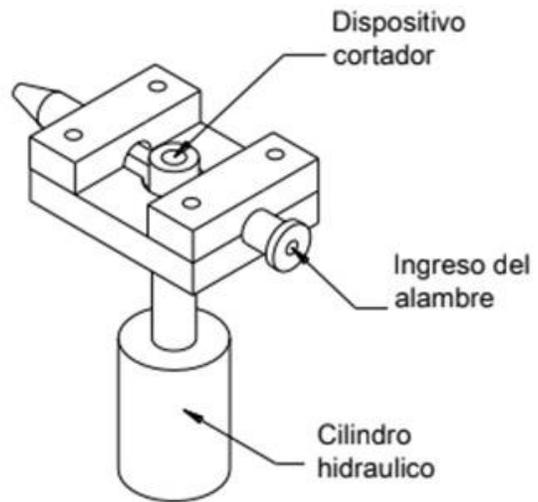


Fig. 1.23. Ejemplo sistema de corte controlado por actuador hidráulico [7].

2. DISEÑO DE LA MÁQUINA

A continuación, se presenta un esquema sobre el prototipo de la máquina que se propone para la elaboración de resortes para compresión con sus diferentes partes esto se presenta en la Fig. 2.1. El contrapunto (1) permitirá que la espiga del eje de enrollamiento se mantenga centrada y no se desplace longitudinalmente, restringiendo así al elemento a un movimiento únicamente rotacional. La mesa móvil (2) es la encargada de sostener el sistema de enderezado y suministro de alambre y se desplazará a lo largo del tornillo de potencia (8) o eje número 1, el cual desarrolla en conjunto al eje 3 (4) el movimiento relativo rotacional que dará como resultado el resorte con el paso deseado, las velocidades en ambos ejes son diferentes, y esto se consigue mediante un cambio de velocidad gracias a la caja de velocidades (6) y a los engranajes que mediante la combinación del conjunto de los mismos (del 12 al 21) desarrollan las relaciones necesarias para obtener un par de velocidades relativas que produzcan el paso deseado. El encargado de suministrar la potencia es el motor eléctrico (7) el cual se diseñó con un valor de potencia acorde a los requerimientos. La soportería en forma de chumaceras de pared (10) que en guiarán a los ejes. Por último, el sistema estará siendo sostenido por una mesa (11) la cual esta soldada y reforzada con lo necesario para soportar cada uno de los elementos de la máquina.

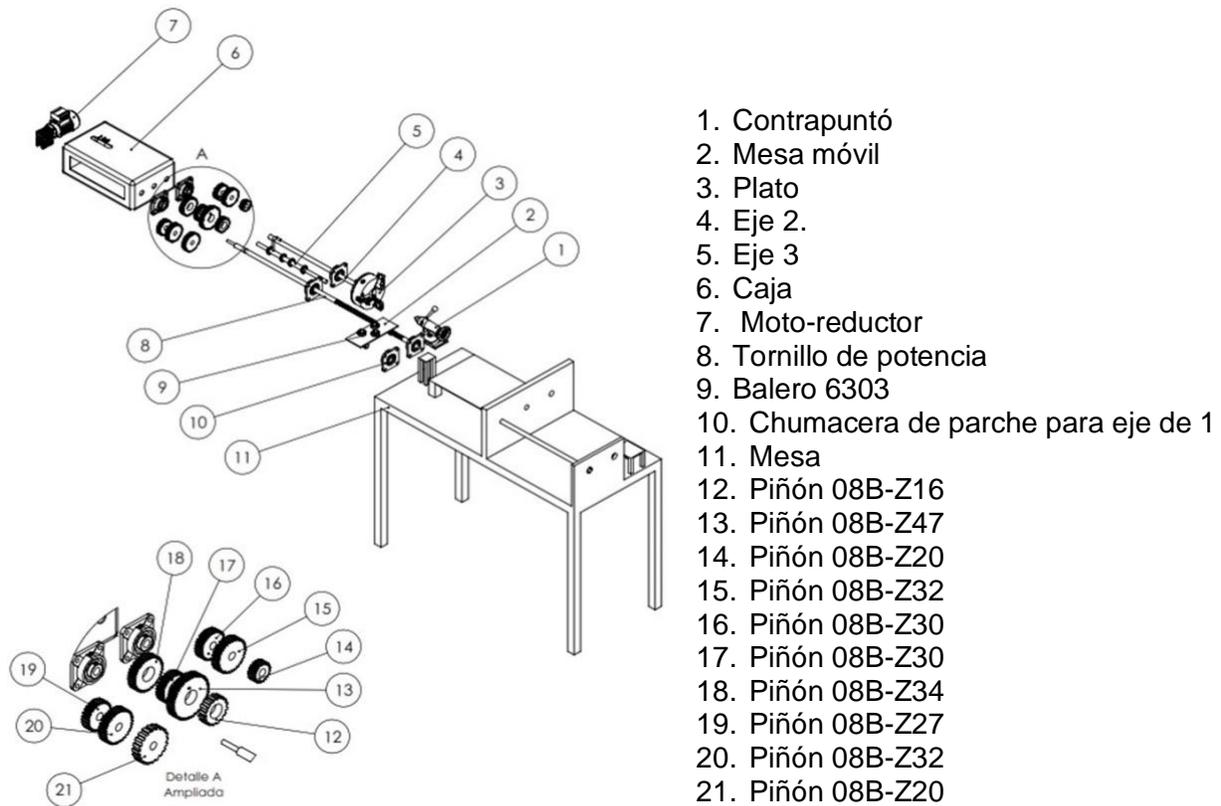


Fig. 2.1. Esquema de prototipo de la máquina para fabricar resortes.

2.1. DETERMINACIÓN DEL MATERIAL A UTILIZAR PARA EL RESORTE

Para determinar el material a utilizar se debe tener en consideración el momento mínimo requerido para la deformación del alambre que estará sometido a un esfuerzo tal que permita entrar a la región plástica, esto debido a que en dicha región la deformación plástica se hará presente permitiendo al material adoptar la forma requerida, es importante entonces definir que el material de trabajo debe ser como se citó en secciones anteriores, los aceros como tal poseen esta característica y propiedades mecánicas y son denominados como materiales elastoplásticos, los cuales poseen la distribución de esfuerzos presentada en la Fig. 2.2. Por lo tanto, para deformar el material y generar el resorte se debe alcanzar el punto de fluencia que permitirá entrar en esta región, este esfuerzo es llamado esfuerzo de fluencia, o resistencia a la tracción y es claramente definido para cada tipo de acero, en función de la cantidad de carbono y la cantidad de aleantes que se posea.

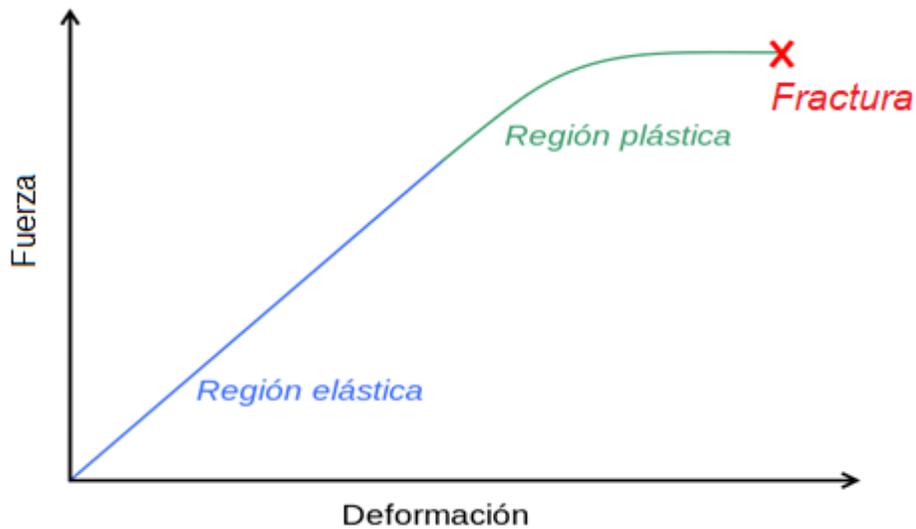


Fig. 2.2. Curva que representa el esfuerzo de un material elastoplástico [1].

Según lo expuesto en secciones anteriores el material más adecuado para esta aplicación puede ser cualquiera de los citados en la Tabla 2.1, en la cual se presentan las propiedades mecánicas de dichos aceros, dentro de esta clasificación se observa que la mayoría posee una resistencia a la tracción similar, entre un intervalo de 2000 a 1000 MPa, siendo como último factor decisivo el precio relativo que poseen tal y como se presenta en la Tabla 2.1, de estos el acero que más se apega a esta aplicación es el acero cuerda de piano, siendo el que mejor responde tanto a tratamientos térmicos post producción debido a su composición química, a propiedades mecánicas, como también al costo relativo que posee en el mercado.

Tabla 2.1. Propiedades mecánicas y costos relativos de los diferentes aceros usados para la fabricación de resortes [12]

Material	σ_y , MPa	E, GPa	G, GPa	C relativo, \$
Acero cromo silicio (A401)	1800	206.8	72.3	4.00
Acero cromo vanadio (A231)	1700	206.8	72.3	3.10
Acero mangano silicioso (A239)	1500	206.8	79.3	1.30
Acero al carbono estirado en duro (A227)	1625	200 - 215	81	1.00
Acero cuerda de piano (A228)	2000	206.8	79.3	2.60

Realizando una investigación de mercado en el país se encontró este alambre en las siguientes presentaciones con su respectivo precio como se representa en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Diámetros de alambre y su precio en el mercado [17].

Diámetro, mm	Precio, \$/lb
0.50	10.95
0.75	10.95
1.00	10.95
1.25	10.95
1.50	10.95
2.50	6.95
3.00	6.95
3.75	6.95
4.00	6.95
5.00	6.95

Como resultado de esta investigación el material que se ha seleccionado en el diseño del prototipo es el acero cuerdo de piano que posee las características que se presenta en la Tabla 2.3. Por último, se ha considerado cuál será el calibre o diámetro del alambre para ello existen diferentes aplicaciones en las cuales se utilizan resortes, tanto de mecanismos de uso cotidiano como de máquinas de poca potencia, estos datos se presentan en la Tabla 2.4. En esta tabla se observa que las medidas más comunes de calibre oscilan entre 1.5 a 6 mm, y para algunas máquinas de potencia media mayor que 10 mm. De ello se define que los diámetros de alambre seleccionados son los que se marcan en la tabla, es decir de 1.5 a 3 mm. Siendo estos los tomados como referencia para próximos cálculos.

Tabla 2.3. Parámetros de diseño para diferentes resortes según su aplicación en la industria.

Aplicación	Diámetro del alambre, mm	Diámetro externo del resorte, mm	Diámetro interno del resorte, mm	Longitud del resorte, mm	Paso	Na
Resorte para paraguas	2.5	23	18	20	3	6
Válvulas de admisión	3	21,5	15.5	80	5	15
Válvula de alivio de aceite	4	20	10	20	2	8
Resorte para bicicletas	2.5	40	35	68	12	5
Resorte para molino	2.5	30	25	60	4	14
Resortes para mandril de codificador	1.5	23	20	30	5	6

Tabla 2.4. Acero seleccionado, propiedades mecánicas y costo en el mercado de El Salvador [17].

Material	Acero cuerdo de piano Roslau
Diámetro, mm	1.5 a 3
Esfuerzo a la tracción, MPa	1,586 - 3,096
Módulo de elasticidad, GPa	206.8
Módulo de rigidez, GPa	79.3
Costo en el país, \$	6.95 - 10.95

2.2. SELECCIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO PARA LOS RESORTES A FABRICAR

La probeta a construir se debe diseñar para diferentes requerimientos según lo investigado, esta debe ser del material seleccionado en la sección 2.1, y debe poseer dimensiones establecidas tales como diámetro del resorte, diámetro del alambre, paso y longitud.

Como se discutió en la sección 2.1, el diámetro del alambre se ha definido con un valor de 1.5 a 3 mm siendo el valor de 2.5 mm seleccionado para las probetas a fabricar, esto debido a que comercialmente y en función de la aplicación es el más utilizado a nivel de aplicación para mecanismos varios, y con un precio en el mercado según el material seleccionado aceptable. Es entonces que se da paso a la selección del diámetro del

resorte, el cual según la Tabla 2.2 puede estar entre valores de 10 a 28 mm según algunas aplicaciones simples.

En cuanto a la longitud del resorte, poseen diferentes posibilidades, pero se decide tomar una longitud máxima de 20 cm, dejando como posibilidad que la máquina tenga la capacidad de generar alambres de diferentes longitudes sean mayores o menores que este valor.

Con los valores de diámetro del alambre, diámetro del resorte y longitud definidos se puede dar lugar a la determinación del paso del resorte, este paso estará definido por los criterios de diseño expresados en la Tabla 2.5. Esta tabla presenta cómo influye el acabado en el perfil del resorte y la relación entre la longitud libre el diámetro del alambre y N_a . Siendo N_a el número de espiras activas, la cual se determina por la Ec. 2.1, así:

$$N_a = Gd^4 y_{m\acute{a}x} / (8D^3 F_{m\acute{a}x}) \quad (2.1)$$

donde: N_a es el número de espiras activas,

G es el módulo de rigidez del alambre,

$y_{m\acute{a}x}$ es la deflexión máxima alcanzada según la carga,

D es el diámetro medio del resorte, y

$F_{m\acute{a}x}$ es la fuerza máxima a la que estará sometido el resorte.

La Ec. 2.1 obedece al diseño de resortes mediante el conocimiento de las variables relacionadas a la aplicación, tales como fuerza máxima, deflexión máxima, etc.

Tabla 2.5. Tipos de extremo de resortes y su relación con las variables de diseño [18].

Término	Plano	Plano y esmerilado	A escuadra y cerrado	A escuadra y esmerilado
Espiras de extremo, N_a	0	1	2	2
Espiras totales, N_t	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, l_0	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud sólida, l_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Paso, p	$(l_0 - d)/N_a$	$l_0/(N_a + 1)$	$(l_0 - 3d)/N_a$	$(l_0 - 2d)/N_a$

De igual forma se tienen algunos criterios en el diseño de resorte donde se ven evidenciados rangos óptimos de funcionamiento en cuanto a número de espiras activas denominado por “ N_a ”, y el índice del resorte denominado por “ C ” que no es más que la relación entre el diámetro medio del resorte y el diámetro del alambre y “ ϵ ” es un coeficiente que limita a la fuerza máxima a funcionar dentro de un intervalo estimado del 75% de valor. Estos intervalos se deben respetar para asegurar una adecuada simetría del paso y una linealidad del resorte (en el caso del intervalo de N_a) y también para asegurar que el material no se agriete en el instante de conformar (en el caso del valor de C), estos intervalos recomendados y las ecuaciones de cada uno de estos parámetros están resumidas en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6. Variables de diseño para la fabricación de resortes helicoidales, ecuaciones e intervalos de diseño [18].

Variable	Ecuación	Intervalo recomendado
C	$C = D/d$	$4 \leq C \leq 12$
N_a	$N_a = Gd^4 y_{m\acute{a}x} / (8D^3 F_{m\acute{a}x})$	$3 \leq N_a \leq 15$
E	$F_{operaci\acute{o}n} = F_s = F_{m\acute{a}x}(\epsilon + 1)$	$\epsilon \geq 0.15$

Teniendo en consideraci3n que el n3mero de espiras activas para cada resorte oscila entre 3 a 15 se debe tener en consideraci3n que, para conservar el correcto funcionamiento de los resortes se debe mantener dicha relaci3n, con la Ec. 2.2 se da paso a calcular los diferentes “ N_a ” seg3n el paso que se investig3 en la Tabla 2.3, evidenciando que, se cumple dicho l3mite. En la Tabla 2.3 se presenta los diferentes pasos para cada aplicaci3n y el n3mero consecuente de espiras activas que deben contener.

Para el primer tipo de resortes investigado perteneciente a la aplicaci3n de resorte para paraguas se tiene:

$$p = \frac{(l_0 - d)}{N_a} \quad (2.2)$$

$$N_a = \frac{20 - 2.5}{3} = 5.833$$

$$N_a = 6$$

En cuanto al valor del diámetro interno se ha establecido que para aplicaciones investigadas debe tener un valor entre 18 y 25 mm, por lo cual utilizando el intervalo de diseño de la Tabla 2.6 se utiliza la Ec. 2.3.

$$C = \frac{D}{d} \quad (2.3)$$

donde: C es el índice de deformación del resorte.

D es el diámetro medio del resorte.

d_a es el diámetro del alambre.

Se debe verificar si el intervalo es el correcto para los criterios de diseño, es por ello que los valores de diámetro máximo y mínimo tendrán un valor de:

$$D_{m\acute{a}x} = 12(2.5)$$

$$D_{m\acute{a}x} = 30 \text{ mm}$$

$$D_{min} = 4(2.5) = 10 \text{ mm}$$

Por último, el valor del diámetro externo del resorte obtenido mediante la Ec. 2.4 que relaciona variables geométricas del resorte. Tomando en consideración que el diámetro de alambre seleccionado es de 3 mm, se tiene:

$$DI = D - d_a \quad (2.4)$$

donde: Di es el diámetro interno del resorte,

D es el diámetro medio del resorte, y

d_a es el diámetro del alambre.

Por lo que el diámetro medio debe estar entre un valor de 12 y 36 mm, por lo tanto, los límites de diámetros internos para 2.5 mm de diámetro de alambre son:

$$D_{int_{m\acute{a}x}} = 30 - 2.5$$

$$D_{int_{m\acute{a}x}} = 27.5 \text{ mm}$$

$$D_{int_{min}} = 10 - 3$$

$$D_{int_{min}} = 7 \text{ mm}$$

Teniendo estos intervalos funcionales se han seleccionado para los diámetros remarcados en la Tabla 2.3 los pasos de resorte correspondientes a 3, 4 y 5 mm comprobando que, aunque los diámetros de alambre para estas aplicaciones son diferentes aún se puede trabajar con un diámetro de 3 mm debido a que no sobrepasa los criterios de diseño de N_a y C correspondientes y citados según las investigaciones. Como resumen los resortes a fabricar poseen los valores geométricos citados en la Tabla 2.7 referentes a los parámetros de diseño de la máquina.

Tabla 2.7. Medidas básicas de los resortes a fabricar.

Variable	Medida
Diámetro externo, mm	24, 26 y 31,
Diámetro interno, mm	18, 20 y 25
Longitud, mm	Hasta 300
Paso	3, 4 y 5
Número de espiras	6 y 14

El eje donde se enrollará el alambre tendrá que tener una velocidad adecuada tanto para generar el proceso como para brindar seguridad a la operación, tomando en consideración que el proceso estará diseñado para uso didáctico y para trabajos pequeños enfocados a la construcción de resortes para máquinas de aplicación en proyectos, por lo tanto, la velocidad de enrollamiento tiene un valor de 15 rpm cuya determinación se expresa en la sección 2.4.3.

2.3. DETERMINACIÓN DE LA FUERZA Y EL MOMENTO MÁXIMO REQUERIDOS

Con el material definido en la sección 2.1. Se da paso al análisis de fuerzas que experimentará el alambre en el proceso de enrollamiento para la fabricación de resortes, esto se obtiene en base a la suposición de asumir tres distancias a lo largo de la fuerza, como se evidencia en la Fig. 2.3.

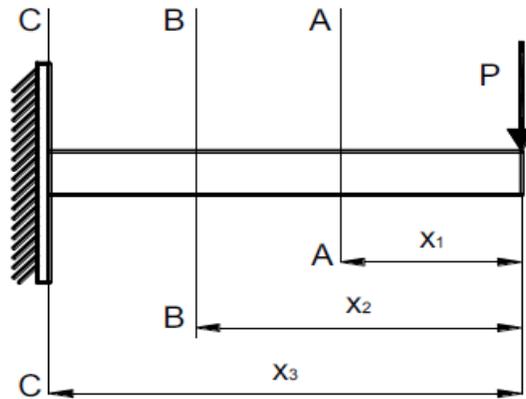


Fig. 2.3. Esquema representativo del alambre ejemplificado como una viga empotrada [18].

Esta distribución supone que el alambre se encuentra con efectos de carga similares a los que experimentaría una viga empotrada, por lo que se ha considerado una distribución de esfuerzos normales internos en el alambre que da como consecuencia diferentes fenómenos de distribución, si se analiza la Fig. 2.4. Se observa que según la sección que se tenga el tipo de distribución de esfuerzo cambiará, analizando por consiguientes las distribuciones presentadas en la Fig. 2.4. En ésta se observa que la primera sección A-A poseerá un esfuerzo con distribuciones correspondientes a un momento de fluencia igual a $M_{A-A} = P(x_1)$ donde la distribución de esfuerzos corresponde a un triángulo, diferencia notable con la sección B-B cuyo momento de fluencia es igual a $M_{B-B} = P(x_2)$ donde la distribución de esfuerzos internos corresponde a una figura compuesta por un rectángulo y un triángulo a partir de los diferentes valores de radio de la sección transversal, a su vez la sección C-C presenta como dicha distribución de esfuerzos está comandada por un momento de fluencia con un valor igual a $M_{C-C} = P(x_3)$ donde la distribución de esfuerzos corresponde a un rectángulo. De estas tres distribuciones, la más fidedigna de análisis es la sección B-B para la cual se aplica el concepto de primer momento de inercia para poder determinar el valor de momento máximo y en consecuencia el valor de la fuerza de la cual es objeto de análisis.

Utilizando la sección B-B de la Fig. 2.5. Se analiza la sección transversal del alambre para el cual se toma un diferencial de área para el análisis tal y como se presenta en Fig. 2.5. De igual forma se identifica el eje neutro como la línea que pasa por el centro

del alambre representado por las siglas E.N, en la Fig. 2.6. Tomando un diferencial de área para la sección superior al eje neutro se obtiene que:

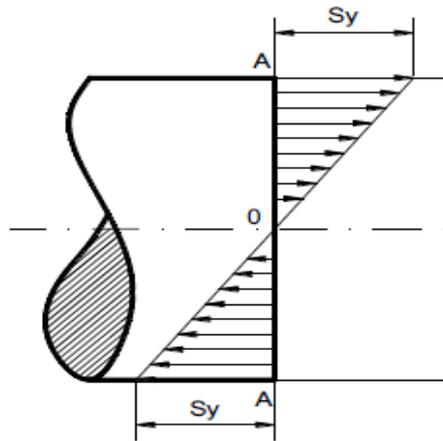


Fig. 2.4. Primera suposición de esfuerzos transversales en el alambre[18].

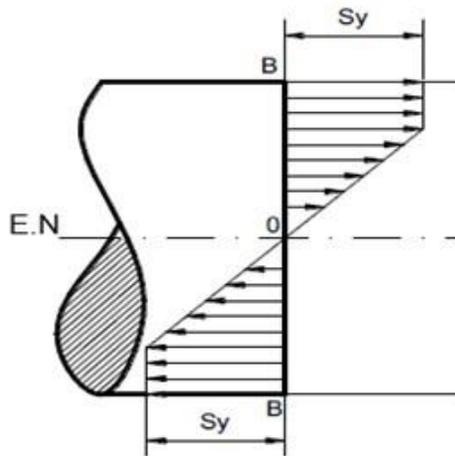


Fig. 2.5. Primera suposición de esfuerzos transversales en el alambre [18].

$$dA = 2b_a dy \quad (2.5)$$

$$b_a = \sqrt{r_a^2 - y^2} \quad (2.6)$$

donde: b es el lado de la sección transversal del alambre.

y es la altura medida desde el eje neutro y cualquier punto de referencia.

r_a es el radio de la sección transversal del alambre.

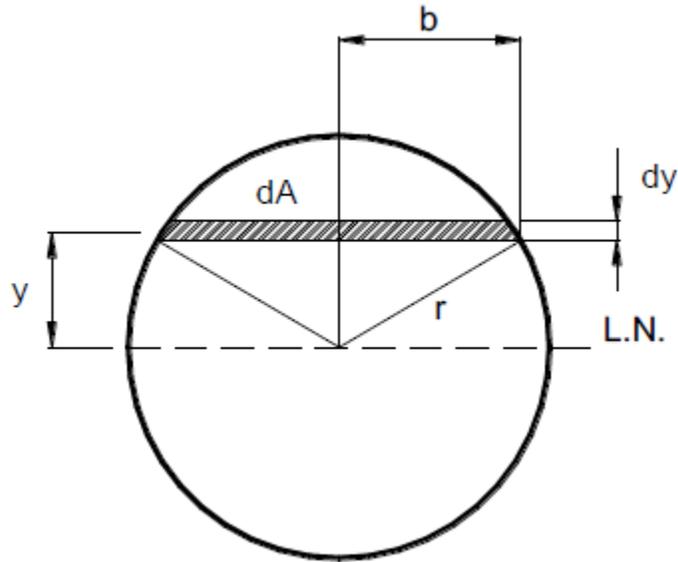


Fig. 2.6. Análisis de la sección transversal del alambre

Sustituyendo el momento de inercia del área se tiene que este debe ser igual a:

$$dM = ydA \quad (2.7)$$

donde: M es el momento de fluencia,

Y es la distancia desde el centroide del diferencial de área y la línea neutra, y

A es el área de la sección transversal que se analiza.

Al establecer los límites en de la Ec. 2.7 se plantea la siguiente ecuación:

$$\int_0^M dM = \int_0^A ydA \quad (2.8)$$

Sustituyendo la Ec. 2.5 en la Ec. 2.8 se tiene que:

$$\int_0^M dM_A = \int_{-r}^r 2yb_a dy$$

Sustituyendo la Ec. 2.6 en la Ec. 2.8 se tiene que:

$$\int_0^M dM_A = \int_{-r}^r 2y(\sqrt{r_a^2 - y^2})dy$$

Integrando la ecuación anterior, se obtiene que:

$$M_A = \int_A y^2 dA = \frac{1}{4}\pi r_a^4 \quad (2.9)$$

El esfuerzo en el alambre se puede determinar a partir del siguiente requerimiento: el momento interno M resultante debe ser igual al momento producido por la distribución del esfuerzo respecto al eje neutro. El momento de dF respecto al eje neutro es:

$$dM = ydF$$

Como $dF = \sigma dA = \sigma_{m\acute{a}x} \left(\frac{y}{r}\right) dA$, se tiene para toda la sección transversal:

$$M = \int_A ydF = \int_A y \left(\frac{y}{r}\right) \sigma_{max} dA = \frac{\sigma_{max}}{r_a} \int_A y^2 dA = \frac{\sigma_{max}}{r_a} \int_A y^2 dA \quad (2.10)$$

Sustituyendo la Ec. 2.9 en 2.10 se tiene:

$$M = \sigma_{m\acute{a}x} \left(\frac{1}{4}\pi r_a^3\right)$$

Para calcular el momento se ha considerado la Tabla 2.8, donde los valores de diámetro para diferentes aplicaciones son 2.5 y 1.5 mm. De ello y tomando un valor de esfuerzo igual a 2 GPa correspondientes al esfuerzo de fluencia del material seleccionado para el alambre y sustituyendo los valores en la Ec. 2.11 se tiene que:

$$M = \frac{\pi(2.5 \times 10^{-3})^3(2000 \times 10^6)}{4} \quad (2.11)$$

$$M = 24.54 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Como resumen los dos valores de momentos son los siguientes:

Tabla 2.8. Momentos mínimos requeridos para diferentes tipos de alambres cuerda de piano.

Diámetro del alambre, mm	Momento, N·m
2.5	24.54
1.5	5.30

La fuerza máxima que se debe generar se calcula mediante la Ec. 2.12.

$$M = \frac{F_0(d)}{2} \quad (2.12)$$

donde: M es el momento máximo para deformar el alambre sin fractura, y
 F_0 es la fuerza máxima de deformación.

Se toma en consideración lo citado en la sección 2.3, el diámetro del eje será considerado con los diámetros de 18, 20 y 25 mm, considerando como momento máximo el que experimentará la máquina el cual es el que se debe aplicar para un alambre de 2.5 mm de diámetro, como ejemplo se toma el primero de estos y sustituyendo en la Ec. 2.12, se tiene:

$$F_0 = \frac{24.54(2)}{0.018}$$

$$F_0 = 2726.67 \text{ N}$$

Como resumen se presenta en la Tabla 2.9 los valores de fuerza para cada diámetro de resorte, según un diámetro de alambre de 2.5 mm.

Tabla 2.9. Fuerzas requeridas para deformar el alambre de diferentes tipos de resortes.

Diámetro de resorte, mm	Fuerza, N
18	2726.67
20	2454
25	1963.2

Siendo la fuerza más crítica la que corresponde a un diámetro de resorte de 18 mm con un valor de fuerza necesaria para deformar el alambre de 2,726.67 N·m.

2.5. CÁLCULO DE LA POTENCIA EN EL EJE

El cálculo de la potencia necesaria en el eje de enrollamiento del alambre se realiza a partir del requerimiento de potencia que se tiene en dicho eje, el valor de la potencia simplemente se obtiene con la Ec. 2.13 donde se relaciona el torque de accionamiento de la máquina y la velocidad angular en dicho eje.

$$P_1 = T_1 \omega_1 \quad (2.13)$$

donde: P_1 es la potencia en el eje de enrollamiento del alambre, y

T_1 es el torque en el eje de enrollamiento del alambre.

Para obtener el torque de accionamiento se debe considerar diversas variables en el análisis, pues, este incluye tanto el torque de operación que es el torque requerido para llevar a cabo el proceso de enrollado de alambre mediante la aplicación de un esfuerzo tal que permita llegar a la zona plástica del material, como los valores de torque involucrados por las fuerzas de fricción y de inercia de los componentes que están en otros subsistemas de la máquina, tales como el torque provocado por la fuerza de fricción en cada uno de los rodillos del sistema de suministro y enderezado de alambre y la fuerza de tracción provocada por la inercia del carrete, que se debe vencer para poder dar movimiento al mismo, estas últimas fuerzas se añaden en la Ec. 2.14 descrita con el nombre de fuerzas de accionamiento o F_a y viene del diagrama de cuerpo libre del sistema presentado en la Fig. 2.7.

$$F_a = f_1 + f_2 + f_3 + f_c \quad (2.14)$$

donde: F_a es la fuerza de accionamiento,

f_1 es la fuerza de rozamiento de rodillo 1,

f_2 es la fuerza de rozamiento de rodillo 2,

f_3 es la fuerza de rozamiento de rodillo 3, y

f_c es la fuerza de accionamiento para el carrete.

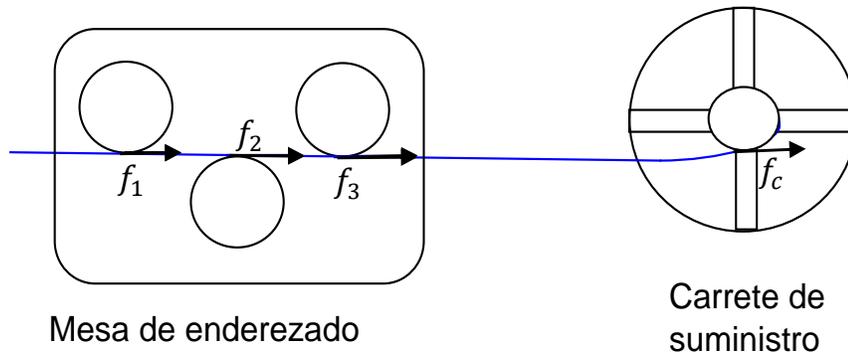


Fig. 2.7. Esquema de fuerzas del sistema de enderezado y suministro de alambre.

Para poder determinar el valor de la fuerza de accionamiento entonces se debe analizar la mesa y el carrete ya que son fuerzas que el elemento motriz debe vencer y son requerimientos de potencia del mismo. Por lo tanto, se debe analizar el sistema comprendido por el carrete de suministro y la mesa móvil de enderezado.

2.5.1. ANÁLISIS DE FUERZAS DEL SISTEMA DE SUMINISTRO DE ALAMBRE

El sistema de suministro de alambre se consigue mediante el análisis en el carrete, el cual se presenta en la Fig. 2.10. El carrete se ha diseñado a partir de un carrete de bobina de alambre tomado de referencia de los proveedores comerciales, este comprende con los valores de diámetro expresados en la Tabla 2.8, así como los momentos de inercia en los diferentes planos que se obtienen según geometría lo cual es expresado en la tabla 2.10., al hacer un análisis de fuerzas en el carrete se tiene que, para obtener la fuerza de arrastre del carrete se tiene lo siguiente:

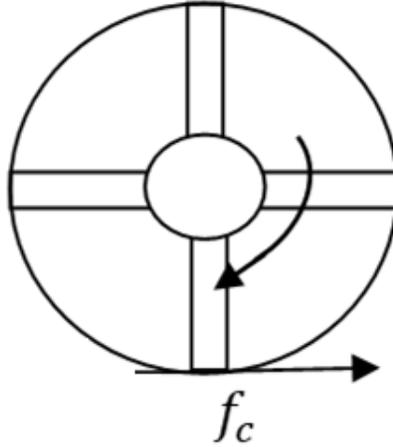


Fig. 2.8. Esquema de fuerzas en el carrete de suministro.

Tabla 2.10. Variables de diseño del carrete de suministro, obtenido mediante el programa SolidWorks [11].

Díámetro, m	Masa, kg	Momento de inercia eje Z, kgm ²
0.65	6.81	0.1957

Considerando que las fuerzas a vencer llamadas F_c corresponden a la inercia del elemento se realiza sumatoria de fuerzas para obtener el valor de la fuerza de arrastre en el carrete de la forma siguiente:

Por acción reacción:

$$M_c = I_{ca} \alpha \quad (2.15)$$

Esta ecuación se debe adaptar al valor de la velocidad angular, para ello se considera que el proceso parte del reposo hasta alcanzar el valor de la velocidad angular, esto se obtiene de la Ec. 2.16.

$$\omega_f = \omega_o + \alpha t$$

$$\omega_f = \alpha t$$

$$\alpha = \frac{\omega_f}{t} \quad (2.16)$$

También se considera que el elemento alcanzará la velocidad final en el eje de enrollamiento de alambre en un tiempo de 0.1 s, según lo referenciado al tiempo que demora un motor eléctrico para alcanzar dicho estado, de ello se modifica la ecuación de la forma como lo presenta la Ec. 2.17.

$$f = \frac{2I_{ca}\omega}{d_c(0.1)} \quad (2.17)$$

donde: F_c es la fuerza de inercia en el carrete,

I_{ca} es el momento de inercia del carrete alrededor del eje c,

ω es la velocidad angular del carrete,

f es la fuerza de fricción en el carrete, y

d_c es el diámetro del carrete.

Sustituyendo en la Ec. 2.17 los valores se obtiene un valor de la fuerza de rozamiento en función de la velocidad de giro del carrete que corresponde a la velocidad de giro del eje.

$$f = \frac{2(0.1967)\omega}{0.65(0.1)} = 6.052\omega$$

2.5.2. ANÁLISIS DE FUERZAS DEL SISTEMA DE ENDEREZADO DE ALAMBRE

El análisis de este sistema se reduce a realizar el equilibrio de fuerzas en los rodillos enderezadores de alambre, estos siguen el diagrama de cuerpo libre de la Fig. 2.9 en éste se evidencia que las fuerzas de rozamiento deben ser analizadas mediante la determinación de las fuerzas normales en los rodillos, para ello se han generado las Ecs. 2.18 y 2.19 a partir de la sumatoria de momento en un punto "X" que luego toma valores consecuentes al análisis. La Ec. 2.19 corresponde al momento necesario para torcer el alambre y por ello corresponde al instante determinado en la sección 2.2. Con un valor de 24.54 N·m.

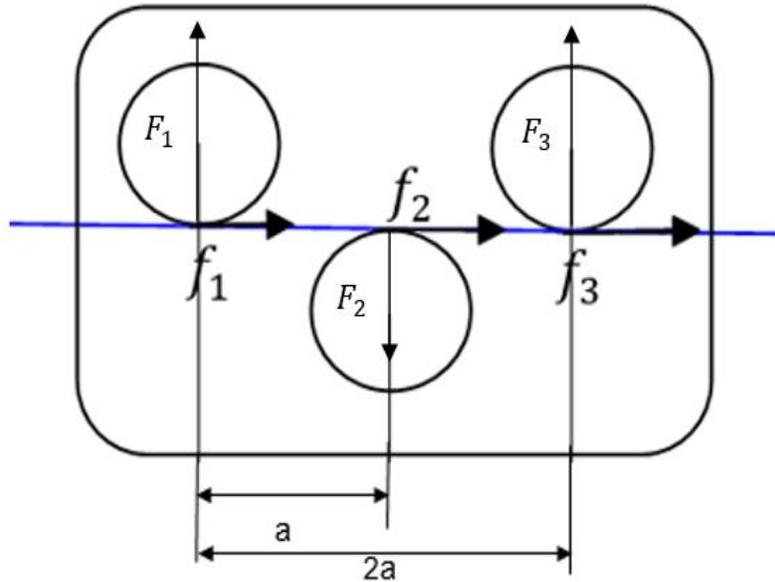


Fig. 2.9. Diagrama de fuerzas en los rodillos de la mesa móvil de enderezado de alambre.

$$\uparrow (+) \sum F_y = 0$$

$$F_1 - F_2 + F_3 = 0 \quad (2.18)$$

$$\rightarrow (-) \sum M_x = M$$

$$M = F_1(x) - F_2(x - a) + F_3(x - 2a) \quad (2.19)$$

donde: F_1 es la fuerza normal 1 en el rodillo de enderezado,
 F_2 es la fuerza normal 1 en el rodillo de enderezado,
 F_3 es la fuerza normal 1 en el rodillo de enderezado, y
 a es la distancia entre centro de los rodillos de enderezado.

Para encontrar una solución del sistema de fuerzas indeterminado en las Ecs. 2.18 y 2.19 se plantean las Ecs. 2.20 y 2.21 que corresponden a las ecuaciones provenientes de la compatibilidad geométrica del sistema, la cual se obtiene de integrar la Ec. 2.19, así se obtiene la Ec. 2.20 a la deformación angular y a la deformación lineal del sistema.

$$\theta = \frac{F_1(x)^2}{2} - \frac{F_2(x-a)^2}{2} + \frac{F_3(x-2a)^2}{2} + C_1 \quad (2.20)$$

$$\delta = \frac{F_1(x)^3}{6} - \frac{F_2(x-a)^3}{6} + \frac{F_3(x-2a)^3}{6} + xC_1 + C_2 \quad (2.21)$$

De las Ecs. 2.18 - 2.21 se deben colocar las condiciones de frontera para poder determinar el valor de cada variable, para ello se debe considerar diferentes condiciones de frontera, para el caso de las Ecs. 2.18 y 2.19 se considera que el momento debe ser máximo en el punto donde x sea igual a "a" ya que se consideran los dos rodillos de los extremos como apoyos, dando como resultado lo expresado a continuación:

Si $x = a$ y $M = 24.54 \text{ N}\cdot\text{m}$

Ec. 2.19:

$$24.54 = F_1(a) - F_2(a-a) - F_3(a)$$

$$F_1 = F_3 + \frac{24.54}{a} \quad (2.22)$$

Ec. 2.19:

$$F_3 = F_2 - F_1 \rightarrow F_3 = F_2 - F_3 - \frac{24.54}{a} \rightarrow F_2 = 2F_3 + \frac{24.54}{a} \quad (2.23)$$

En las otras dos ecuaciones singulares se toma como criterio cuando la deflexión angular y lineal sea igual a cero en los extremos de los rodillos el valor de "x" será igual a dos veces "a" por lo que las Ecs. 2.20 y 2.21 se transforman a las presentadas a continuación:

Cuando $\theta = 0$ el valor de $x = 2a$, se obtiene:

$$0 = 2F_3a^2 - 2F_1a^2 + C_1$$

$$C_1 = 2F_1a^2 - 2F_3a^2 \quad (2.24)$$

Cuando $\delta=0$ el valor de $x = 2a$ se obtiene:

$$0 = F_1 \frac{8a^3}{6} - F_2 \left(\frac{4}{3}a^3 - 2a^3 \right) + F_3 \left(\frac{4}{3}a^3 - 4a^3 \right) + 2aC_1$$

$$C_1 = \frac{1}{3}a^2F_2 + \frac{4}{3}a^2F_3 - \frac{2}{3}a^2F_1$$
(2.25)

Al igualar las Ecs. 2.24 y 2.25, se obtiene:

$$F_2 = 2F_3 - 4F_1$$
(2.26)

Sustituyendo el valor de F_2 en la Ec. 2.23. se obtiene:

$$F_3 = 5F_1$$

Tomando un valor de la distancia a igual a 20 mm que es un valor de diámetro de baleros seleccionados en el diseño de la máquina y citados en la Tabla 2.9, los valores de las fuerzas normales se terminan de definir y se expresan por las ecuaciones 2.21 y 2.18:

$$F_1 = 319.25$$

$$F_2 = 1853$$

$$F_3 = 1533.75$$

Se determina entonces el valor de la fuerza de fricción en los rodillos, mediante el uso de coeficiente de fricción correspondiente a tener dos superficies de acero en rozamiento que se expresa en la Tabla 2.10 el valor del coeficiente es de 0.17 y el valor de las fuerzas de rozamiento únicamente es correspondiente al producto de este coeficiente y las fuerzas normales F_1 , F_2 y F_3 .

$$f_1 = 319.25(0.17) = 54.27 \text{ N}$$

$$f_2 = 1915.5(0.17) = 325.63 \text{ N}$$

$$f_3 = 1596.25(0.17) = 271.36 \text{ N}$$

Como resumen para cada momento se presenta la Tabla 2.11 de resultados y se evidencia que a mayor momento mayor valor de fuerzas.

Tabla 2.11. Resumen de fuerzas normales y de fricción en los rodillos de enderezado de alambre

Análisis de fuerza en mesa móvil			
F1	319.25	f1	54.27
F2	1915.5	f2	325.63
F3	1596.25	f3	271.36
Coeficiente de fricción		0.17	
M1	24.54	A	0.02

Con las fuerzas obtenidas en cada sistema se realiza la sumatoria de fuerzas en el alambre que estará siendo halado por el eje, esta sumatoria de fuerzas da como resultado el valor de F_a o fuerza de accionamiento antes citada, de ello se obtiene sustituyendo en la Ec. 2.13 que:

$$F_a = f_1 + f_2 + f_3 + f_c \quad (2.27)$$

Ambas fuerzas tanto F_a como F_c resultan ser función de la velocidad de rotación del eje 1. La Ec. 2.14 se sustituye con los valores mayores de las fuerzas de fricción para considerar el caso más crítico, dando como resultado:

$$F_a = 54.23 + 325.63 + 271.36 + 6.05\omega$$

$$F_a = 651.22 + 6.05\omega \quad (2.28)$$

2.5.3. DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD ANGULAR DEL EJE 1

Para determinar el valor de F_a y de igual forma el valor de la velocidad de rotación adecuada para llevar a cabo el proceso de enrollado de material se plantea sumatoria de momentos alrededor del eje 1 o eje de enrollamiento, esta sumatoria de momentos obedece al principio de D'Alembert, y obedece al diagrama de cuerpo libre de la Fig. 2.10.

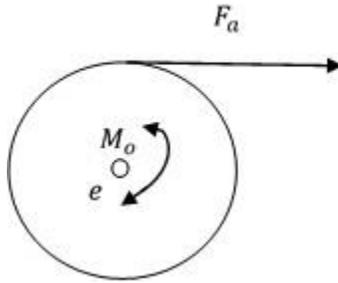


Fig. 2.10. Sumatoria de momentos alrededor del eje 1 "e".

De la Fig. 2.10 se obtiene:

$$\sum M_e = I_1 \alpha$$

$$\frac{F_a D}{2} + M_o = (I_1) \frac{\omega}{t} \quad (2.29)$$

donde: F_a es la fuerza de accionamiento,

M_o es el momento de torsión máximo para el alambre,

I_1 es el momento de inercia del eje de enrollamiento de alambre,

D es el diámetro del eje de enrollamiento de alambre,

t es el tiempo, y

ω_a es la velocidad angular en el eje de enrollamiento del alambre.

De la Ec. 2.29 se obtiene el valor máximo de la velocidad angular tomando en consideración el valor del momento 24.54 N·m tomado de la sección 2.2 y los valores de geometría del eje considerados en secciones anteriores y asignados además de un valor de fuerza de accionamiento en función de la velocidad angular.

Sustituyendo en la Ec. 2.29

$$\frac{0.025(651.22 + 6.05\omega)}{2} - 24.54 = \left(\frac{(0.025)^4 \pi}{32} \right) \frac{\omega_a}{0.1}$$

$$8.14 + 0.076\omega - 24.54 = 3.835 \times 10^{-7} \omega_a$$

$$-16.4 = -0.07560\omega$$

$$\omega_a = 216.93 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Sin embargo, la velocidad se ha seleccionado tomando en consideración el valor de velocidades en diferentes procesos anexados en la Tabla 2.12, de estos valores se toma el valor de 1.57 rad/s equivalentes a 15 rpm en el motor que es el punto de entrada para el sistema, debido a que se debe cumplir lo requerido en la Tabla 2.13 para cumplir con los valores de paso en los resortes a fabricar como se explicará en la sección 2.7, esta velocidad equivale a 0.074 m/s para una condición de diámetro de espiga de 25 mm y una velocidad angular de 2.96 rad/s esto asegurará que el material no tenga cambios en sus propiedades debido al trabajo en frío aplicado y a la vez mantendrá una velocidad adecuada para el procedimiento didáctica que se busca, lo más cercano a procesos como el de estirado de tubos, el laminado de placas y el trefilado.

Tabla 2.12. Velocidades típicas en procesos de deformación [9].

Proceso	Velocidad de la herramienta/troquel (velocidad de deformación), m/s
Ensayo de tracción	$10^{-6} - 10^{-2}$
Presión hidráulica	$2 \times 10^{-2} - 3 \times 10^{-1}$
Estirado de tubos	$5 \times 10^{-2} - 5 \times 10^{-1}$
Laminado de placas	$5 \times 10^{-1} - 25$
Forja	2 - 10
Trefilado	5 - 40
Forja a alta velocidad	20 - 50
Conformación con explosivos	30 - 200

Con lo anterior sustituyendo en la Ec. 2.29 la velocidad angular establecida, se obtiene la fuerza de accionamiento:

$$F_a = 651.22 + 6.05(2.96)$$

$$F_a = 651.22 + 17.91$$

$$F_a = 669.13 \text{ N}$$

Tabla 2.13. Velocidades angulares según el paso del resorte y el tornillo de potencia.

Paso del resorte, mm	Paso del tornillo de potencia, mm	Velocidad angular en el eje 1, rad/s
5	5.66	1.77
4	5.66	2.22
3	5.66	2.96

Por último, la fuerza requerida para realizar el proceso se denomina como F_e , esta se obtiene de sumar la fuerza que requiere el eje para deformar el alambre y la fuerza que requiere para vencer la fricción y toma un valor definido por la Ec. 2.22:

$$F_e = F_o + F_a \quad (2.30)$$

donde: F_o es la fuerza máxima de deformación,

F_a es la Fuerza de accionamiento, y

F_e es la fuerza de operación.

Sustituyendo en la Ec. 2.30

$$F_e = 2726.67 + 669.13$$

$$F_e = 3395.79 \text{ N}$$

Con el valor de esta fuerza definida se obtiene el torque necesario para toda la operación, este torque obtiene un valor de:

$$T_o = F_e \left(\frac{D_{es}}{2} \right) \quad (2.31)$$

donde: T_o es el torque de operación,

F_e es la fuerza total en el eje de enrollamiento de alambre, y

D_{es} es el diámetro de la espiga según la operación.

Sustituyendo en la Ec. 2.31 considerando un diámetro de espiga de 18 mm siendo esta la condición más crítica:

$$T_o = 3395.79 \left(\frac{0.018}{2} \right)$$

$$T_o = 30.56 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.6. DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA

Un tornillo de potencia se define geoméricamente por lo que se presenta en la Fig. 2.11 los diferentes diámetros están relacionados directamente con la forma que genera en el tornillo de potencia la cuerda, y se debe distinguir cada uno en el instante de determinar cada uno para poder definir de forma adecuada su diseño. El diámetro menor se suele llamar también diámetro raíz, y el diámetro de paso está en función de estos dos diámetros definido por la Ec. 2.32.

$$d_p = d - 0.649519 p \quad (2.32)$$

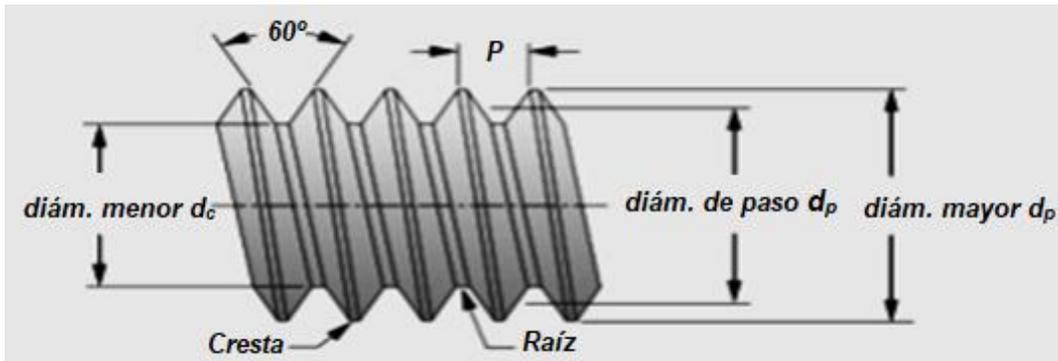


Fig. 2.11. Dimensiones de un tornillo de potencia convencional [9].

Para la selección de tornillo de potencia se toma en consideración el análisis de la fuerza que se debe vencer en función de los elementos que se acoplan a los hilos del tornillo de potencia, esto se ve evidenciado en la Fig. 2.12, la cual es una representación de lo que sufre el hilo del tornillo de potencia, en ésta se debe considerar la fuerza inercial de la tuerca acoplada al tornillo y a su vez las fuerzas de fricción que se verán evidenciadas dependiendo del material a utilizar. Por lo que del análisis de estas fuerzas se obtiene las Ecs. 2.33 y 2.34, así:

$$T_{su} = \frac{P d_p (\mu \pi d_p + L)}{2(\pi d_p - \mu L)} \quad (2.33)$$

$$T_d = \frac{Pd_p(\mu\pi d_p - L)}{2(\pi d_p + \mu L)} \quad (2.34)$$

Siendo la Ec. 2.33 la requerida para subir la carga y la Ec. 2.34 para bajar la carga, de éstas la más crítica es la Ec. 2.33, es entonces que, se agrega a esta ecuación el torque que se debe vencer por parte del rozamiento entre los elementos, llegando a la Ec. 2.35, así:

$$T_{sup} = T_{su} + T_c = \frac{Pd_p(\mu\pi d_p + L\cos(\alpha))}{2(\pi d_p \cos(\alpha) - \mu L)} + \mu_c P \frac{d_{co}}{2} \quad (2.35)$$

donde: T_{sup} es el torque de subida total,

T_{su} es el torque de subida parcial,

T_c es el torque para vencer la fricción,

P es el peso de los componentes,

μ es el coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca,

μ_c es el coeficiente de fricción del cojinete de empuje,

d_p es el diámetro de paso del tornillo,

d_{co} es el diámetro medio del collarín de empuje, y

α es el ángulo de la cuerda ACME.

L es el Avance

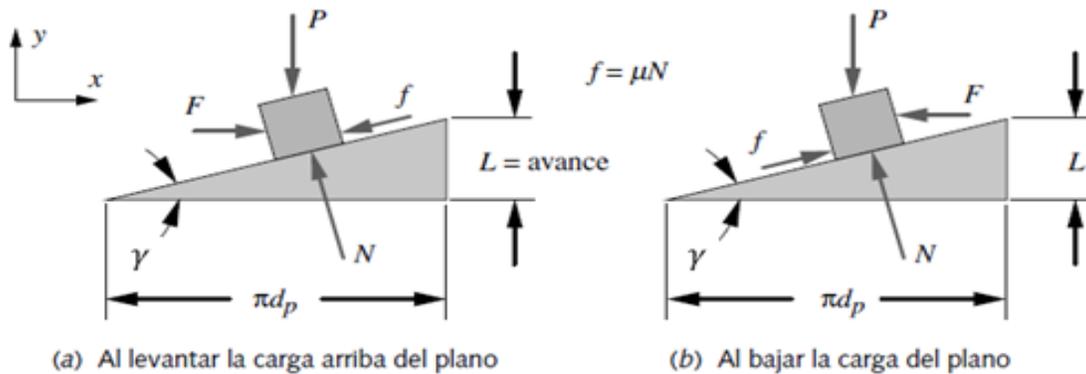


Fig. 2.12. Diagrama de fuerzas de la cuerda de un tornillo de potencia [9].

Por último se debe cumplir una relación para evitar que la tuerca deslice sola en el tornillo de potencia, la tuerca debe tener lo que se llama condición de bloqueo, la condición de bloqueo se cumple en un tornillo de rosca cuadrada si cumpla la Ec. 2.36 que relaciona el ángulo de avance llamado gama, este valor se define a su vez por la Ec. 2.37, siempre y cuando la tangente de gama sea menor o igual que el coeficiente de fricción entre el tornillo la tuerca el tornillo poseerá la condición de auto bloqueo.

$$\mu \geq \tan(\gamma) \quad (2.36)$$

$$\tan(\gamma) = \frac{L}{\pi d_p} \quad (2.37)$$

El tornillo de potencia también puede ser de diferente tipo de cuerda o rosca, existen 3 tipos de cuerda usados de forma común, los 3 tipos son; la cuerda cuadrada, la cuerda ACME y la cuerda forzada, cada uno se presenta en la Fig. 2.13 En ésta se presenta el cambio de la geometría de la cuerda, de igual forma se presenta en la Tabla 2.14. Los diferentes valores de diseño recomendados para tornillos de potencia según el tipo de cuerda y el paso normado, esta geometría debe estar en concordancia con el diseño y con los criterios antes citados en las Ecs. 2.36 y 2.37.

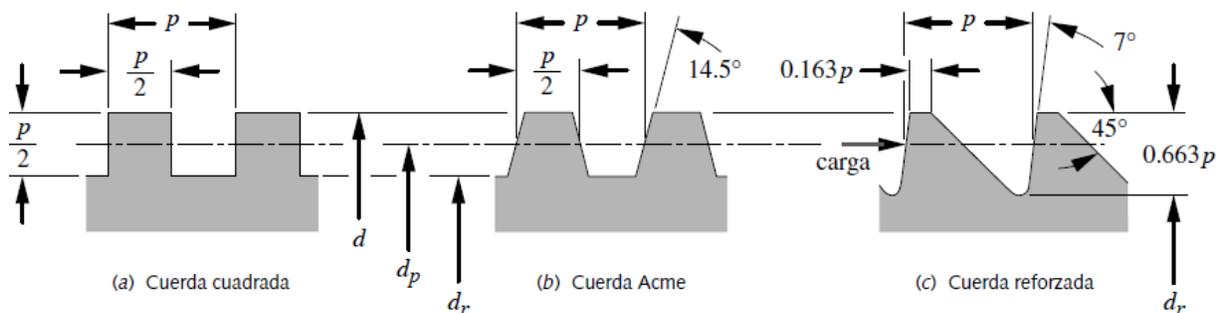


Fig. 2.13. Tipos de cuerdas para tornillos de potencia y sus variables en función del paso y el ángulo de avance [9].

Para el diseño del tornillo de potencia para la aplicación del prototipo se selecciona como tipo de cuerda la cuerda cuadrada, esta cuerda está acorde a las ecuaciones citadas en el apartado y se toma de patrón el paso seleccionado para el resorte a fabricar,

el paso tomado como referencia de la Tabla 2.10. Tiene un valor de 4.5 hilos por pulgada, este paso corresponde al valor requerido en mm y con ello se define el valor geométrico del diámetro mayor y el diámetro menor o de raíz del tornillo de potencia acorde a lo definido en la Tabla 2.14, estos valores son de 2.222 y 1.7297 cm, respectivamente. Por medio de estos valores se obtiene el diámetro de paso mediante la Ec. 2.32, de ésta se obtiene lo siguiente:

$$d_p = 22.22 - 0.649519 \text{ (5.66)}$$

$$d_p = 18.5437 \text{ mm}$$

Con ello la geometría del tornillo de potencia esta seleccionada, sin embargo, se deben cumplir los otros criterios citados, en base a la selección de los materiales.

El material de la tuerca y del tornillo define el coeficiente de fricción que es clave para el auto bloqueo se obtiene de la Tabla 2.15, que define según estos materiales el valor de dicho coeficiente. De esta tabla se extrae un valor de 0.17 considerando que serán ambos de acero y que se lubricará el mecanismo con aceite para máquina. Con este valor de coeficiente de fricción se verifica que el tornillo cumpla con los requerimientos de auto bloqueo usando las Ecs. 2.36 y 2.37.

$$\tan(\gamma) = \frac{0.0056}{\pi(0.0185)}$$

$$\tan(\gamma) = 0.09635$$

$$\mu \geq \tan(\gamma) \rightarrow 0.17 \geq 0.09635 \text{ Sí cumple}$$

El torque de subida se define según la Ec. 2.35, tomando como referencia los valores seleccionados de diámetro de paso, coeficiente de fricción y considerando una rosca cuadrada que posee un ángulo alfa de 0°, de igual forma se considera un peso proveniente de la masa obtenida del diseño del prototipo de la mesa móvil de suministro de alambre que se ha dibujado en el programa SolidWorks y arroja como dato de peso estimado para un material de acero inoxidable dicho valor de 111.44 N con un valor de

diámetro de tuerca igual al valor de diámetro medio del tornillo de potencia, se obtiene un valor de torque de subida de 0.4673 N·m.

Tabla 2.14. Diámetros en función del paso y el tipo de rosca para tornillos de potencia normados [9].

Tamaños, Cm	Rosca cuadrada		Rosca ACME	
	Hilos por pulgada	Diámetro menor, mm	Hilos por pulgada	Diámetro menor, mm
0.635	10	4.140	16	4.775
0.793	10	4.140	14	6.121
0.952	8	6.756	12	7.417
1.11	8	6.756	12	8.992
1.270	6 1/2	9.296	10	10.160
1.55	5 1/2	11.836	8	12.700
1.91	5	14.605	6	14.808
2.22	4 1/2	17.297	6	17.983
2.540	4	19.837	5	20.320
2.857	4	19.837	5	23.495
3.175	3 1/2	25.400	5	26.670
3.492	3 1/2	25.400	4	28.575
3.810	3	30.683	4	31.750
4.445	2 1/2	35.560	4	38.100
5.080	2 1/4	40.945	4	44.450
5.715	2 1/4	47.295	3	48.692
6.350	2	52.400	3	55.042
6.985	2	58.750	3	61.392
7.620	1 3/4	63.500	2	63.500
8.890	1 5/8	75.235	2	76.200
10.160	1 1/2	86.817	2	88.900
11.430	1 1/2	86.817	2	101.600
12.700	1 1/2	86.817	2	114.300

Tabla 2.15. Coeficiente de fricción según el material de la tuerca y del tornillo [7].

Material del tornillo	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15 - 0.25	0.15 - 0.23	0.15 - 0.19	0.15 - 0.25
Acero, aceite para máquina	0.11 - 0.17	0.10 - 0.16	0.10 - 0.15	0.11 - 0.17
Bronce	0.08 - 0.12	0.04 - 0.06	-	0.06 - 0.09

$$T_{sup} = \frac{Pd_p(\mu\pi d_p + L)}{2(\pi d_p - \mu L)} + \mu_c P \frac{d_{co}}{2}$$

$$T_{sup} = \frac{111.4416 (0.0185)((0.17)\pi(0.0185) + (0.0056))}{2(\pi(0.0185) - 0.17(0.0056))} + 0.17(111.4416) \frac{0.0198}{2}$$

$$\frac{0.1358}{0.0972} + 0.1876$$

$$T_{sup} = 0.4673 \text{ N.m}$$

El valor de la fuerza que experimentara el tornillo de potencia se obtiene de la relación clásica de torque, fuerza y diámetro es decir la Ec. 2.31 descrita en apartados anteriores, sin embargo, ahora el diámetro y el torque serán el diámetro del tornillo de potencia y el torque de subida que tiene un valor de 0.4673 N·m y un valor de diámetro de paso de 0.0185 m de ello se obtiene un valor de fuerza de 50.52 N.

$$F = \frac{T}{d_p} (2) = \frac{0.4673(2)}{0.0185}$$

$$F = 50.52 \text{ N.}$$

Para seleccionar el material del tornillo de potencia se debe encontrar el esfuerzo máximo que soporta el material, basándose en la Ec. 2.31, dicha ecuación relaciona el área efectiva del tornillo de potencia definido en la Ec. 2.30, para ambos casos se obtiene un resultado de 0.0001 m² para el caso del área efectiva y de 0.4491 MPa en el caso del esfuerzo.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (2.38)$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{0.0185 + 0.0153}{2} \right)^2$$

$$A_t = 0.0001 \text{ m}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A_t} \quad (2.39)$$

$$\sigma = \frac{50.52}{0.0001} = 505189.19 \text{ Pascales}$$

Con ello se demuestra que cualquier material de los señalados en la Tabla 2.16 puede ser seleccionado, por ello se escoge el acero SAE 1020 como material con un esfuerzo 380 MPa como elección preliminar al análisis de carga en ejes.

Tabla 2.16. Resistencia a la fluencia de diferentes aceros [9].

Acero SAE	Tratamiento	Resistencia a la fluencia, MPa
1010	HR	180
	CD	300
1020	HR	210
	CD	390
1045	HR	310
	CD	530
1080	HR	420

2.7. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO

La potencia con la que se diseñan los diferentes componentes de la máquina debe ser determinada para poder realizar los cálculos correspondientes para cada elemento, pues, por medio de dicha potencia se relacionan variables como la fuerza y el torque necesarios para mover los mecanismos del sistema y realizar la operación de deformación de alambre requerida, tal y como se demostró en la sección 2.4.3. Para poder continuar con la selección de material para el diseño de engranajes que serán utilizados en la máquina para conseguir los diferentes pasos de resorte se realiza la estimación de lo que se conoce como potencia de diseño que relaciona los excesos de potencias requeridos aparte de los involucrados con los procesos de enrollamiento de alambre y movimiento de la mesa móvil en la sección 2.4.3 y 2.4.4, relacionados a vencer la inercia de los componentes del sistema, con dicha potencia estimada se dará paso al diseño de engranajes y es de vital importancia su cálculo para proseguir con el diseño de todos los elementos faltantes en la máquina.

2.7.1. CÁLCULO DE POTENCIA

Se considera una potencia de diseño para un pre dimensionamiento del motor y los requerimientos de potencia necesarios para poder desarrollar el movimiento en la máquina y así poder dar paso al diseño de engranes, esta potencia de diseño es una potencia teórica que se obtiene mediante la suma de las potencias requeridas para desarrollar el torque de subida en la mesa del eje 3 y el torque necesario para desarrollar el proceso de enrollado de alambre en el eje 1, ello se esquematiza en la Fig. 2.14, además se debe considerar las pérdidas de potencia en la transmisión de la caja Norton y la inercia a vencer por todos los elementos del sistema. Para estos últimos se dará un sobredimensionamiento de la potencia calculada de la suma de los torques requeridos en el eje 1 y en el eje 3 para desarrollar el proceso de enrollado de alambre denominado torque de operación T_0 y el torque de subida T_s respectivamente de un 50% para estimar las pérdidas y la inercia de los elementos, por lo tanto, la Ec. 2.31 define estas variables.

$$P_d = 1.5(P_1 + P_2) \quad (2.40)$$

donde: P_1 es la potencia de salida en el eje de enrollamiento de alambre, y
 P_2 es la potencia de salida para la mesa móvil.

Para poder obtener dicha potencia se tiene que calcular cada una de las potencias tanto en el eje de enrollamiento y la potencia de salida demandada por la mesa móvil.

2.7.2. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE SALIDA EN EL EJE 1

Esta potencia se define por lo calculado a partir de la Ec. 2.31. Utilizando una variable calculada en el apartado 2.4.3 Conocida como torque de operación.

$$P_1 = T_o \omega_1 \quad (2.41)$$

donde: P_1 es la potencia de salida en el eje de enrollamiento de alambre,
 T_o es el torque de operación, y
 ω_1 es la velocidad angular de operación en el eje de operación.

Se debe tomar en consideración que en el eje de operación es donde la máquina trabaja con diferentes datos de velocidad angular, pues, según el paso a obtener del resorte se varia con la caja de cambio de velocidades la velocidad de salida en dicho eje, sin embargo, la potencia que será de utilidad para el análisis es la potencia máxima, debido a la Ec. 2.12, esta potencia es la que se obtiene con el valor máximo de velocidad angular, por ello, sustituyendo el valor de 2.96 radianes sobre segundos según la Ec. 2.12.

$$P_1 = 30.56 (2.96)$$

$$P_1 = 90.46 \text{ Watts}$$

El valor de potencia en el eje uno que se requiere es de 90.46 Watts y será de utilidad para calcular la potencia de diseño total que requiere el sistema.

2.7.3. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE SALIDA EN EL EJE 2

Considerando que se necesita un torque en el tornillo de potencia para mover los elementos de la mesa móvil se tendrá que el valor de la P_2 se puede utilizar la Ec. 2.12 con los cambios en las variables a utilizar según sea el caso del eje estudiado.

$$P_2 = T_2\omega_2 \quad (2.42)$$

donde: P_2 es la potencia en el tornillo de potencia.

T_2 es el torque total en el tornillo de potencia.

ω_2 es la velocidad angular en el tornillo de potencia.

El valor de la velocidad angular dos se conserva debido a la transmisión de engranajes tomando un valor igual a la velocidad en el eje de enrollamiento de alambre que es de 15 rpm, de ello se deriva el resultado de la potencia 2 con un valor igual a:

$$P_2 = (0.4673)(1.57) = 0.7336 \text{ Watts}$$

2.7.4. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO

Utilizando la Ec. 2.40 y sustituyendo los valores de las potencias en el eje 1 y 2 se obtiene un resultado de potencia de 63.91 Watts. Esto convirtiéndolo a caballos de fuerza, dividiendo entre 746 da como resultado un valor de potencia de 0.122 HP por lo que se dimensiona la máquina con un motor de 1/8 de HP.

$$P_d = 90.46 + 0.7336$$

$$P_d = 91.19 \text{ Watts}$$

$$P_d = \frac{91.19}{746} = 0.122 \text{ HP}$$

2.8. DISEÑO DE CAJA DE CAMBIO DE VELOCIDADES

Para el diseño de caja de cambio de velocidades se tomó de referencia algunas de las aplicaciones de resorte de la Tabla 2.3. La caja de cambio está diseñada con 3 ejes, el llamado eje 1 o de entrada de potencia el eje 2 o eje de salida de potencia y un tercer eje llamado eje de transmisión que permite obtener las diferentes velocidades como se visualiza en la Fig. 2.14.

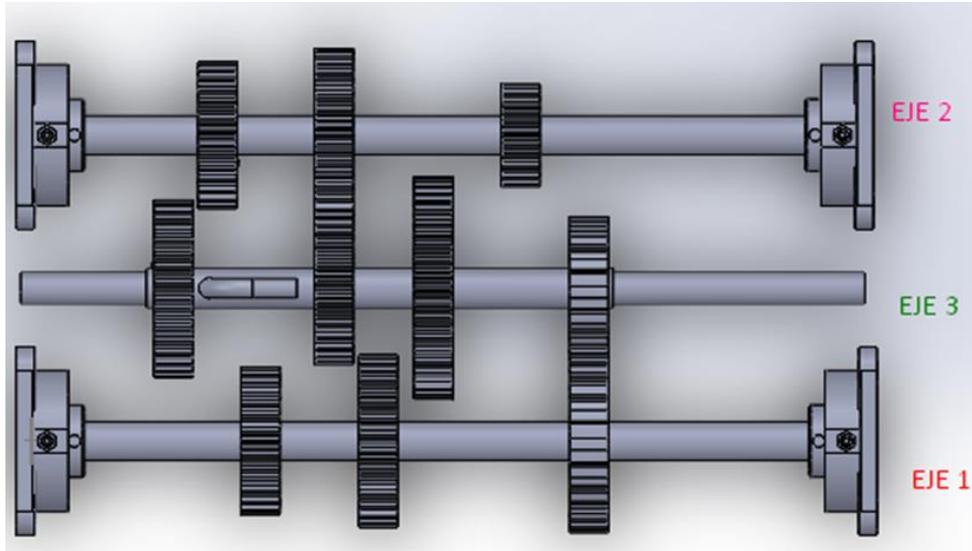


Fig. 2.14. Ejes de la caja de cambios [11].

Para la determinación de las velocidades angulares de la Tabla 2.13 se analizó el eje como un tornillo de potencia que permite una relación según la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{V_{Lineal}}{P_D} \quad (2.41)$$

donde: ω es la velocidad angular,

V_{Lineal} es la velocidad lineal, y

P_D es el paso diametral.

Pero debido a que la velocidad tangencial tanto en el eje 1 y en el eje 2 deben ser iguales para poder llevar el mismo avance, teniendo en consideración que la velocidad angular en el eje 1 será la velocidad del motor-reductor que en este caso se ha estimado con un valor de velocidad de 1.57 rad/s, se tendrá que igualar las velocidades lineales del eje 1 y 2 dando paso a la Ec. 2.42, de ello se obtienen las velocidades mencionadas en la Tabla 2.17.

$$\omega_1 p_1 = \omega_2 p_2 \quad (2.42)$$

Tabla 2.17. Velocidades para elaboración de resorte

Aplicación	Diámetro interno, mm	Paso, mm	Velocidad angular, rad/s
Resorte para paraguas	18	3	2.96
Resorte para molino	25	4	2.22
Resortes para mandril de codificador	20	5	1.78

Para el diseño geométrico de los engranes de la caja se hizo del apoyo de las siguientes ecuaciones y una distancia entre centro de los ejes de 10 cm para fines prácticos.

Con las ecuaciones de la Tabla 2.18 se realiza el cálculo para los 10 engranajes que posee la caja de velocidad y se obtiene el siguiente resultado para los 3 diferentes casos de velocidades para poder conseguir los diferentes tipos de pasos en los resortes conservando la relación de la Ec. 2.42. Los valores de los diámetros de engranajes para la caja de velocidades están citados en la Tabla 2.19 y son un resumen de los diversos pasos requeridos según sea el caso de análisis.

Tabla 2.18. Ecuaciones para el diseño de geometría de engranes [12].

Diámetro de paso	Paso diametral	Addendum	Dedendum		Altura de diente, h_t	Espesor de diente, t_{es}	Diámetro externo, D_{ext}	Diámetro interno, D_{int}
$\frac{N_D}{P_D}$	$\frac{\pi D}{N_D}$	$\frac{1}{P_D}$	$P_D < 20$	$\frac{1.25}{P_D}$	$a + b$	$\frac{\pi}{2P_D}$	$D + 2a$	$D - 2a$
			$P_D \geq 20$	$\frac{1.2}{P_D} + 0.002$				

Tabla 2.19. Diámetros de engranes de la caja de velocidades.

	$\varnothing_{\text{Caso 1, cm}}$	$\varnothing_{\text{Caso 2, cm}}$	$\varnothing_{\text{Caso 3, cm}}$
Engranaje 1	6.04	8.9	10.7
Engranaje 2	3.95	11	9.3
Engranaje 3	11	9.3	8.7
Engranaje 4	9	10.7	11.3

Con los cálculos de diámetros obtenidos mediante las ecuaciones en la Tabla 2.18 se resumen los diámetros en la Tabla 2.19 y se puede verificar si los engranajes tienen interferencia entre ellos mediante las siguientes ecuaciones:

La Ec. 2.43 que permite calcular el valor máximo adendum de cada engranaje se define de la siguiente manera:

$$R_a = \sqrt{(r * \cos(0.35))^2 + (C_e * \text{sen}(0.20))^2} \quad (2.43)$$

donde: R_a es el valor de máximo adendum,

r es el radio diametral, y

C_e es la distancia entre centro.

La Ec. 2.36 que permite calcular el valor real del adendum de cada engranaje:

$$R_{a_{real}} = r + \frac{1}{p} \quad (2.44)$$

donde: $R_{a_{real}}$ es el valor real de adendum,

r es el radio diametral, y

p es el paso diametral.

Después de obtener ambos valores se realiza la siguiente comparación

$$\text{Val.Real} \leq \text{Val máx} \quad (2.45)$$

Si esta igualdad se cumple entonces se está en un caso sin interferencia. Ya con estas ecuaciones se pudo determinar si habría interferencia entre los engranes, Por ejemplo.

$R_3 = 55 \text{ mm}$, $P_3 = P_4 = 8$, $R_4 = 45 \text{ mm}$ y $C_e = 100 \text{ mm}$

Caso 1

$$R_a = \sqrt{(55 * \cos(0.35))^2 + (100 * \text{sen}(0.35))^2}$$

62 mm

$$R_{a_{real}} = 55 + \frac{1}{8} = 55.12 \text{ mm}$$

$$55.12 \leq 62$$

No tiene interferencia

Caso 2

$$54.44 \text{ mm}$$

$$R_{a_{real}} = 45 + \frac{1}{8} = 45.12 \text{ mm}$$

$$45.12 \leq 54.44$$

Como resultado se obtiene que no tiene interferencia entre los engranajes diseñados, cumpliendo las Ecs. 2.43 - 2.45.

2.8.1. SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LOS ENGRANAJES

Según lo tratado en la sección 2.7 el diseño de engranajes ha sido determinado mediante la relación de velocidades que se debe guardar en el eje 1 y en el eje 2 siendo esta la base para dar paso a la selección de las dimensiones que rigen a los engranajes para mantener dicha relación. Para la selección de material se debe tener en consideración la potencia de diseño calculada en la sección 2.6.4 ya que esta potencia tomará en consideración no solo la carga dinámica que requiere la máquina para funcionar si no también tomará en consideración toda pérdida y toda potencia de arranque a considerar en el diseño.

Para dar paso a la selección de material se debe cumplir la Ec. 2.46 Que describe como mediante la teoría la AGMA se determina el SAC que es el esfuerzo máximo en carga de tipo fatiga de un engranaje, y es pues, el que determinará qué tipo de material se seleccionará.

$$\sigma = \frac{Z_n C_H S_{ac}}{K_T K_R S_F} = C_p \sqrt{\frac{F_T K_0 K_S K_v K_m C_f}{d B I}} \quad (2.46)$$

Cabe recalcar que el engranaje que se diseñará será el que tiene diámetro menor calculado en la sección anterior, debido a que como se observa en el procedimiento de las ecuaciones de la Tabla 2.18 el diámetro es crítico a medida disminuye su valor, por

lo que solo basta dimensionar material para dicho engranaje. Se debe dar paso a la determinación de cada uno de los factores involucrados en la Ec. 2.46 basado en la norma AGMA, así:

- Factor de ciclos de esfuerzos (Z_N)

Corrige el valor del esfuerzo para un número de ciclos determinado. A partir del siguiente gráfico presentado en la Fig. 2.15 de esta forma se determina el valor de Z_N para vida infinita con un valor de número de ciclos de carga de 10^7 .

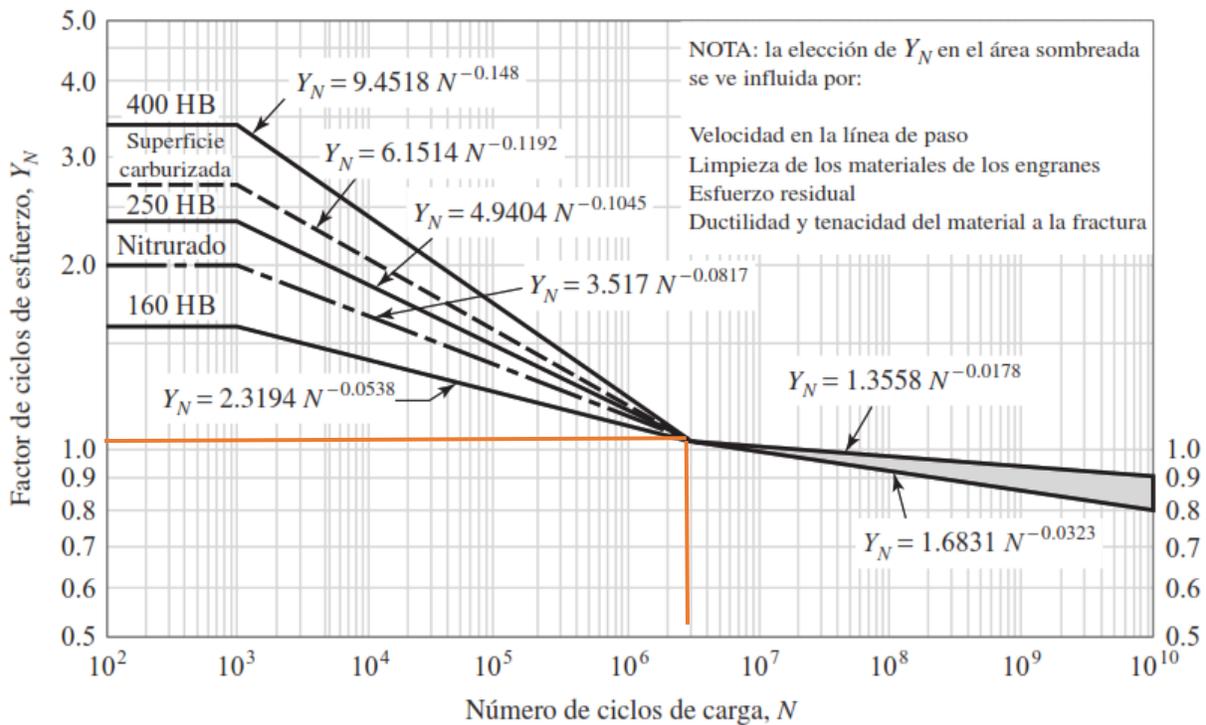


Fig. 2.15. Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura [12].

- Factor de temperatura (K_T)

Corrige el valor del esfuerzo en función de la temperatura de operación.

$$K_T = \frac{460 + T_{oF}}{620} \quad (2.47)$$

Para una temperatura de operación se considera una temperatura de operación de 75 °F y sustituyendo en la Ec. 2.47, se obtiene:

$$K_T = \frac{460 + T_{\circ F}}{620} = \frac{460 + 75}{620} = 0.8629$$

- Factor de confiabilidad (K_R)

Este factor considera la producción de grandes cantidades de engranes y presenta la probabilidad de que haya errores en el proceso de fabricación. El valor se determina de acuerdo a Tabla 2.20.

Tabla 2.20. Factor K_R de la AGMA [12].

Requisitos de aplicación	K_R
Menos 1 falla en 10,000	1.50
Menos 1 falla en 1,000	1.25
Menos 1 falla en 100	0.85
Menos de 1 falla en 2	0.70

Para menos de 1 en 100 se obtiene un valor de $K_R = 0.85$.

- Factor de relación de dureza (C_H)

Relaciona la dureza del piñón con respecto al engrane. Según la relación de velocidades, ese será el número de veces que el diente se le aplicará la carga más que el diente del engrane. El valor se obtiene de acuerdo a la Fig. 2.16.

Como los engranes se consideran de la misma dureza del gráfico se toma un valor de $C_H = 1$.

Factor de sobrecarga (K_0)

Evaluando los posibles incrementos de carga por las características de la operación. Se obtiene de acuerdo a la Tabla 2.21.

Se considera un impacto moderado en la máquina impulsada y un impacto ligero en la fuente de potencia obteniendo un valor de $K_0 = 1.5$.

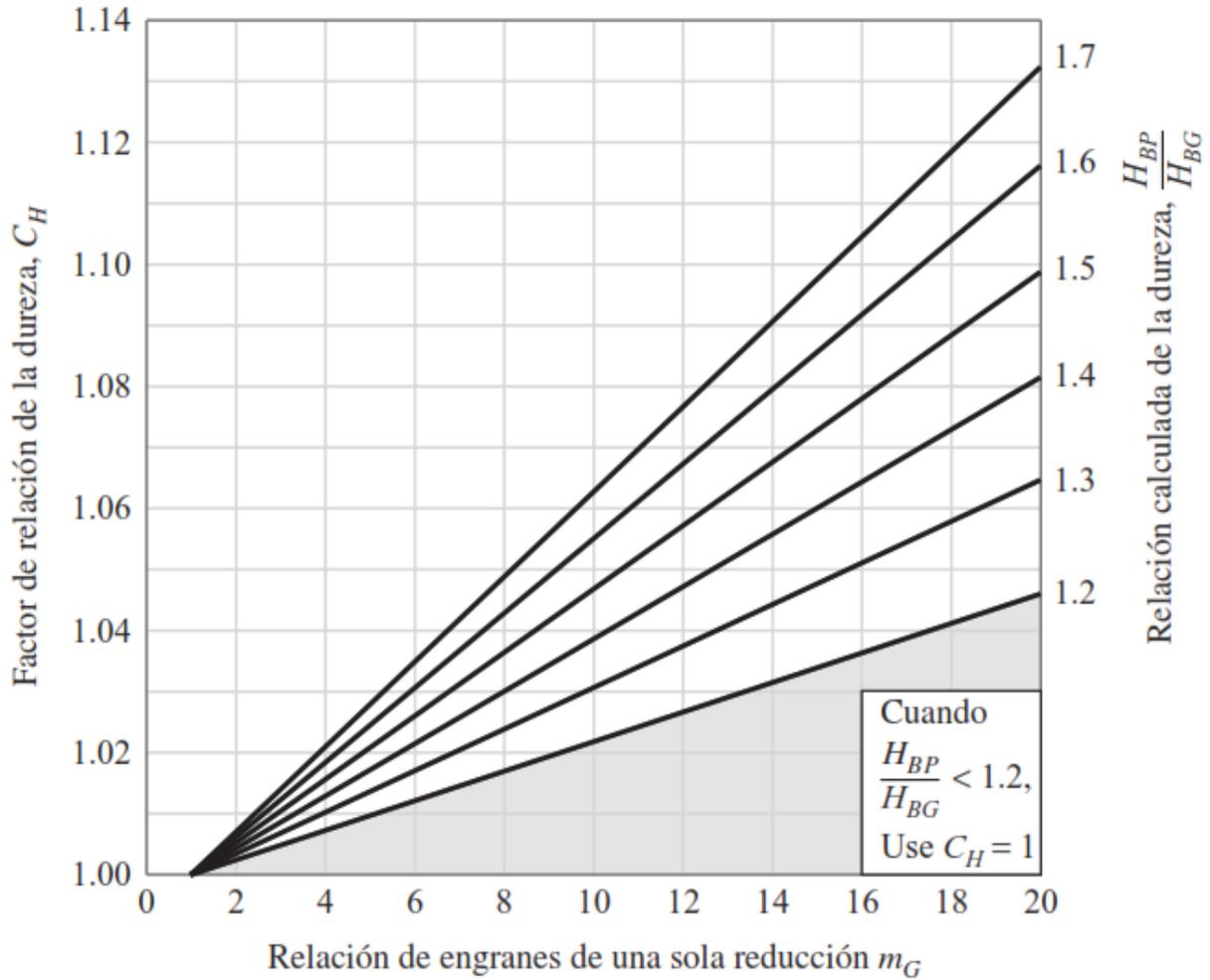


Fig. 2.16. Factor de relación de la dureza C_H [12].

Tabla 2.21. Factores de sobrecarga [12].

Máquina impulsada K_0			
Fuente potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.5	2
Impacto medio	1.5	1.75	2.25

- Factor de tamaño (K_S)

Evalúa la uniformidad de las propiedades del material debido al tamaño del diente. Se determina de acuerdo a la Tabla 2.22.

Tabla 2.22. Factor de tamaño KS [12].

Paso diametral	Módulo métrico	Ks
≥5	≤5	1
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.4

Para el paso diametral considerado igual a 8 se obtiene un valor de $K_S = 1$.

- Factor de calidad de la superficie (C_F)

La AGMA todavía no ha establecido estándares para los factores de acabado superficial, pero recomienda que C_F sea igual a 1 para engranes fabricados con métodos convencionales. Su valor se puede incrementar para tomar en consideración acabados superficiales inusualmente ásperos, o bien, para la presencia conocida de esfuerzos residuales nocivos.

Se considera un valor de $C_F = 1$.

- Factor de distribución de carga (K_M)

Evalúa la posibilidad de que la carga aplicada no este uniformemente distribuida en toda la cara del diente. Influye a que los ejes no están perfectamente paralelos. Para determinar su valor se obtiene de la Tabla 2.23.

Tabla 2.23. Factores K_M de distribución de carga [12].

Ancho de cara pulg, mm	K_M
≤2(50)	1.6
≤6 (150)	1.7
≤9 (250)	1.8
≤20 (250)	2

De la Tabla se obtiene un valor de $K_M = 1.6$ ya que se tiene un ancho de cara menor de 50 mm.

- Factor de espesor del aro (K_B)

Ajusta el valor del esfuerzo en el engrane para un aro delgado; es decir, cuando el espesor del aro no proporciona soporte a la raíz del diente. Para ello AGMA define una razón de respaldo mediante la Ec. 2.40, así:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (2.48)$$

De acuerdo a al valor de m_B se calcula el valor de K_B de la Tabla 2.24.

Tabla 2.24. Intervalos de m_B para el cálculo de K_B [12].

m_B	K_B
$m_B < 1.2$	$1.6Ln \frac{2.242}{m_B}$
$m_B \geq 1.2$	1

La relación de engranes en análisis el valor de $m_B \geq 1.2$ por lo que se toma un valor de $K_B = 1$.

- Factor dinámico (K_v)

Evalúa el efecto de la velocidad en la línea de paso, la inercia y la rigidez de los elementos en rotación y la consecuente deformación permanente del diente. Se obtiene tomando un valor de Q_v de acuerdo a la siguiente de la Tabla 2.25.

Tabla 2.25. Números recomendados de calidad del engrane contra la velocidad en la línea de paso [12].

Velocidad tangencial, pies/min	Número de calidad Q_v	Velocidad tangencial, m/s
0 - 800	6 - 8	0 - 4
800 - 2,000	8 - 10	4 - 11
2,000 - 4,000	10 - 12	11 - 22
Mayores que 4,000	12 - 14	Mayores que 22

El valor del factor se determina con el siguiente gráfico interceptando el valor de Q_v con los cálculos de la Ec. 2.49 con la velocidad del eje:

$$V = 4.94 \left(\frac{60}{1000} \right) = 0.29 \text{ m/s} = 0.29(3.28)(60) = 58.331 \text{ pie/min}$$

De la intersección del gráfico de la Fig. 2.17 y tomando un valor de Q_v de 6 se obtiene un valor de $K_v = 1.1$.

- Coeficiente elástico (C_p)

Es la resistencia al desgaste del material de un engrane al estar en contacto otro engrane. Se determina el valor de la Tabla 2.26 considerando un contacto de acero-acero.

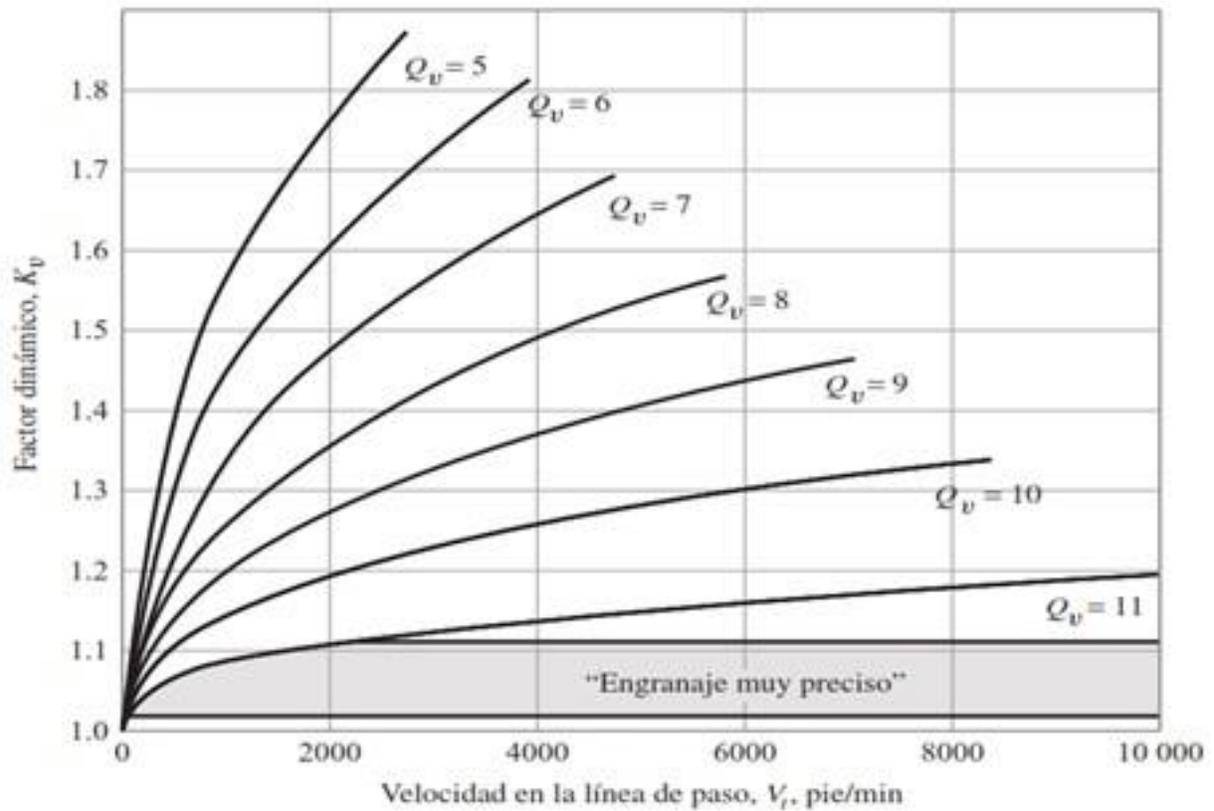


Fig. 2.17. Factor dinámico K_v [12].

De la Tabla 2.26 se obtiene un valor de $C_p = 191 \sqrt{MPa}$ ya que es el valor correspondiente a un contacto de acero con acero.

- Factor geométrico a la picadura (I)

Se determina de la siguiente Fig. 2.18 con la intersección de la relación de engranajes que tiene un valor de 2.35 y el número de dientes del piñón motriz que es de 20 se obtiene un valor de $I=0.1$.

Tabla 2.26. Coeficiente elástico CP (ZE) [12].

Material y módulo de elasticidad del piñón, Pa		Material y módulo de elasticidad de la corona $E_g \sqrt{MPa}$					
Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p	Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	2×10^5	191	181	179	174	162	158
Hierro maleable	1.7×10^5	181	174	172	168	158	154
Hierro nodular	1.7×10^5	179	172	170	166	156	152
Hierro fundido	1.5×10^5	174	168	166	163	154	149
Bronce al aluminio	1.2×10^5	162	158	156	154	145	141
Bronce al estaño	1.1×10^5	158	154	152	149	141	137

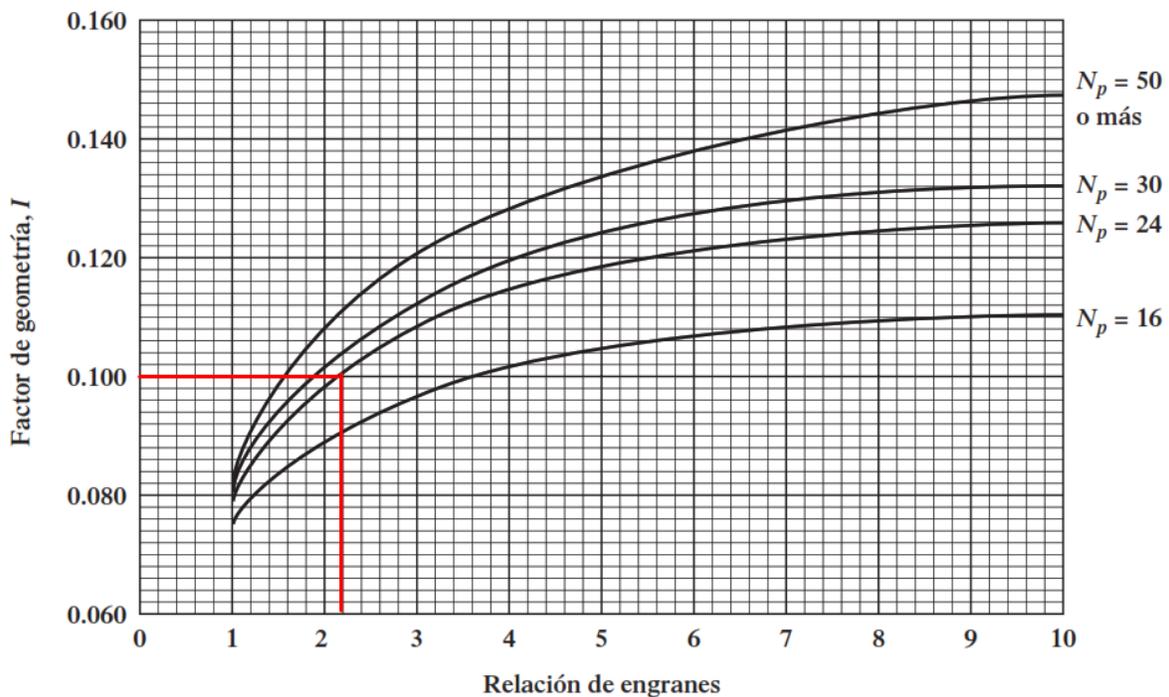


Fig. 2.18. Factor geométrico de la picadura [12].

- Factor de seguridad (S_f)

Se considera un factor de seguridad de 1.25 para el análisis. Así en la Tabla 2.27 presenta el valor de todos los factores involucrados en la Ec. 2.46.

Tabla 2.27. Factores de la Ec. (2.38) para el cálculo del esfuerzo al desgaste [12].

Factores		
Z _n :	Factor de ciclo de esfuerzos	1
K _T :	Factor de temperatura	0.8629
K _R :	Factor de confiabilidad	0.85
C _H :	Factor de relación de dureza	1
K _O :	Factor de sobrecarga	1
K _S :	Factor de tamaño	1.5
K _m :	Factor de distribución de carga	1.25
K _B :	Factor de espesor del aro	1.6
K _v :	Factor dinámico	1.0
C _p :	Coefficiente elástico	191
I:	Factor geométrico a la picadura	0.1
S _f :	Factor de seguridad	1.25

Para calcular el valor de la fuerza experimentada por el engranaje se inicia calculando el torque experimentado en el arranque de la máquina en el eje de estudio tomado en consideración el valor de la potencia de diseño de la sección 2.6 el cual tiene un valor de 1/8 de HP lo que es equivalente a 93.25 Watts. Con ello se utiliza la Ec. 2.50 en la cual se relaciona la velocidad angular de la sección 2.7 Con un valor de 2.96 rad/s ya que es el valor en el eje 1.

$$P_d = T\omega_1 \quad (2.50)$$

donde: P_d es la potencia de diseño,

T es el torque experimentado en el eje, y

ω es la velocidad angular en el eje 1.

$$93.25 = T(2.96)$$

$$T = 31.5033 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Por último, la fuerza que experimenta el engranaje será el que se obtenga de dividir el diámetro del engranaje objeto de estudio que, en este caso tiene un valor de 60.00 mm y el torque determinado por la Ec. 2.41

$$T = \frac{F d_e}{2} \quad (2.51)$$

donde: T es el torque experimentado en el eje,

F es la fuerza experimentada en el engranaje, y

d_e es el diámetro del engranaje de estudio.

$$F = \frac{31.5033(2)}{0.060}$$

$$F = 1041.60 \text{ N}$$

Con el valor de la fuerza y cada uno de los factores se sustituye en la Ecu. 2.46 por lo que se obtiene:

$$\frac{Z_n C_H S_{ac}}{K_T K_R S_F} = C_p \sqrt{\frac{F_T K_0 K_S K_v K_m C_f}{d B I}}$$

$$\frac{Z_n C_H S_{ac}}{K_T K_R S_F} = 191 \sqrt{\frac{1041.60(K_0)K_S K_v K_m C_f}{60.00(25.4)(0.1)}}$$

$$\frac{(1)(1)S_{ac}}{(0.8629)(0.85)(1)} = 191 \sqrt{\frac{1041.60(1)(1.5)(1.1)(1.6)(1.25)}{60.00(25.4)(0.1)}}$$

$$S_{ac} = 662.62 \text{ MPa}$$

Al aplicar la Ec. 2.46 se obtiene un valor de SAC igual a 524.2365 MPa con este valor se determina el material a utilizar para el engrane de la Tabla 2.28. el material seleccionado es el AISI 4340 debido a que en el mercado local es el que se puede encontrar con facilidad, y este soporta a fatiga un valor de esfuerzo de entre 1050 a 1200 MPa.

Tabla 2.28. Resistencia de la AGMA para fatiga superficial Sfc en un conjunto de materiales de engranes [12].

Material	Clase AGMA	Denominación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido totalmente	≤180 HB	590 - 660
			Endurecido totalmente	240 HB	720 - 790
			Endurecido totalmente	300 HB	830 - 930
			Endurecido totalmente	360 HB	1,000 – 1,100
			Endurecido totalmente	400 HB	1,100 – 1,200
			Endurecido por llama o por inducción	50 HRC	1,200 – 1,300
			Endurecido por llama o por inducción	54 HRC	1,200 – 1,300
			Carburado y recubierto endurecido	55-64 HRC	1,250 – 1,300
Acero		ANSI 4140	Nitrurado	84.6 HR 15N	1,100 – 1,250
Acero		ANSI 4340	Nitrurado	83.5 HR 15N	1,050 – 1,200
Acero		Nitroaleación 135M	Nitrurado	90 HR 15N	1,170 – 1,350
		Cromo al 2.5%	Nitrurado	90 HR 15 N	1,300 – 1,500
Hiero nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	530 - 630
	A-7-c	80-55-09	Templado y revenido	180 HB	530 - 630
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	630 - 770
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	710 - 870

2.9. DISEÑO DE EJES SEGÚN TEORÍA DE FALLAS

El sistema posee tres ejes principales y tres ejes intercambiables, dentro de los cuales son analizables con teoría de fallas los ejes 1 y 3 correspondientes al eje de enrollamiento de alambre y el árbol regulador de velocidades como se presenta en la Fig. 2.14, debido a que el eje dos es un tornillo de potencia que se diseñó para soportar la fatiga correspondiente al proceso y a todos los elementos soportados en el eje. También es sometido al análisis cada espiga colocada en el sistema, aunque están son intercambiables, para lo cual solo se toma como sujeto de diseño la espiga más crítica de las tres que son pertenecientes a la máquina.

Los ejes serán sometidos a análisis de teoría de fallas de Goodman analizados en la Ec. 2.52 donde será necesario encontrar los esfuerzos alternantes y medios correspondientes al análisis de torsión para esfuerzos cortantes y el análisis de momento

flector para localizar los esfuerzos alternantes correspondientes a las cargas estáticas y dinámicas a las que es sometido el sistema.

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n} \quad (2.52)$$

donde: σ_{ea} es el esfuerzo alternante,

σ_m es el esfuerzo medio,

n es el factor de seguridad,

S_n es el límite de resistencia a la fatiga, y

S_u es el límite de resistencia a la fluencia.

Los factores de seguridad “n” utilizados en el diseño de ejes son los que se detallan en la Tabla 2.29, de la cual el más adecuado para el sistema es el correspondiente a 1.25 ya que se trata de una transmisión suave.

Tabla 2.29. Factores de seguridad en el diseño de ejes [12].

Factor “n”	Tipo de transmisión
1.25	Transmisión suave
1.5	Transmisión moderada
2.0	Transmisión con choques o impactos

Los valores de esfuerzo alternante y esfuerzo medio corresponden a las Ecs. 2.53 y 2.54 Siendo crítico el análisis de momento flector en el eje para el caso de los esfuerzos alternantes normales y el análisis de torsión y su criticidad en la parte externa del eje de en el caso de los esfuerzos medios. De igual forma se debe tomar en consideración que los esfuerzos cortantes alternantes y normales medios toman un valor de cero ya que se someten los ejes a una carga alterna que posee reversibilidad, es decir que por ser cíclica anula la distribución de dichos esfuerzos al alternar entre máximos negativos y positivos en periodos establecidos de tiempo y eso se verá evidenciado en las Ecs. 2.53 y 2.54.

$$\sigma_{ea} = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.53)$$

$$\sigma_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.54)$$

Por su parte el límite a la resistencia a la fatiga obedece la Ec. 2.55

$$S_n = K_a K_b K_c K_d K_e S'_n \quad (2.55)$$

donde: K_a es el factor de superficie,

K_b es el factor de tamaño,

K_c es el factor de carga,

K_d es el factor de temperatura,

K_e es el factor de confiabilidad,

S'_n es el límite de Resistencia a la fatiga en viga rotativa, y

S_n es el límite de la resistencia a la fatiga.

Por último, para realizar el análisis de ejes de forma adecuada se considera la geometría de estos asumiendo el valor de una geometría para ejes solidos que desarrolla la Ec. 2.56 y 2.57 tomando dicha forma debido al de valor inercia correspondiente a dicha geometría.

$$\sigma_a = \frac{32MK_f}{\pi d^3} \quad (2.56)$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (2.57)$$

2.9.1. DISEÑO DE EJE DE ENROLLAMIENTO DE ALAMBRE EJE 1

El análisis de ejes se inicia realizando el diagrama de cuerpo libre compuesto por el eje objeto de diseño. En el caso del eje 1 este compuesto por el eje que es objeto de transmisión de potencia desde la caja de velocidades del sistema hasta el punto que

conecta con dicho eje con el plato de tres mordazas en función de las distancias diseñadas según la Fig. 2.19.

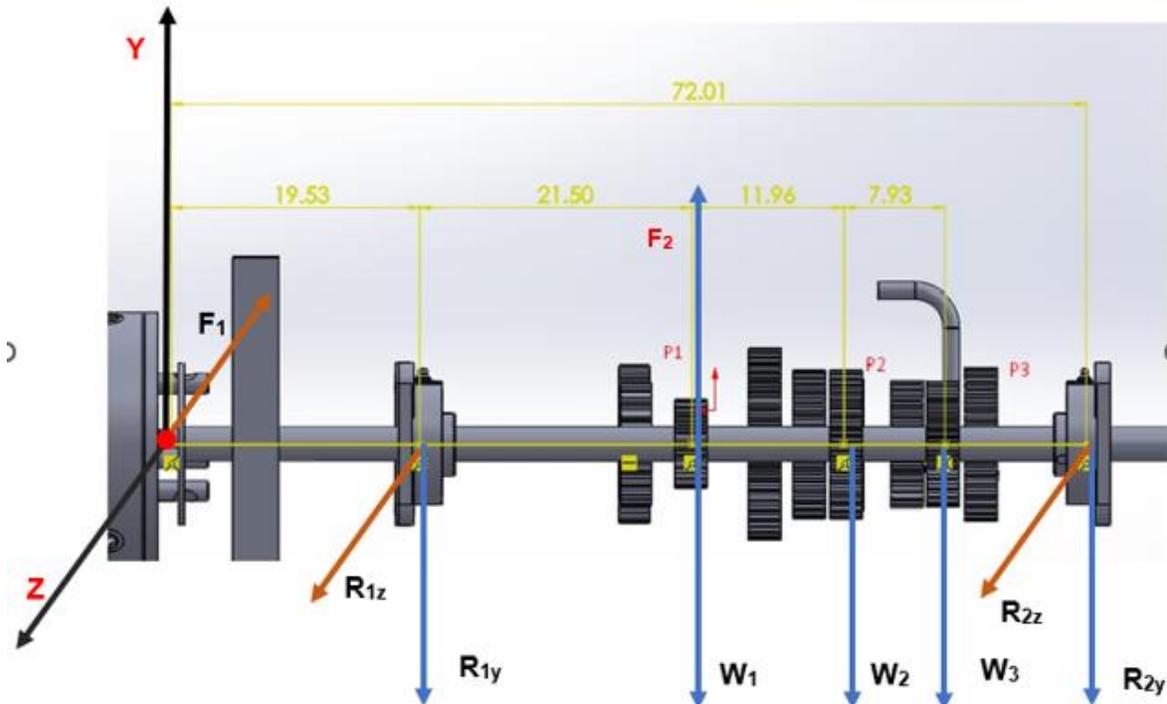


Fig. 2.19. Diagrama de fuerzas en el eje 1 [11].

Para dar paso a la definición de las fuerzas F_1 y F_2 se desarrollan las Ecs. 2.58 y 2.59 dichas ecuaciones brindan los valores de dichas fuerzas lo cual se resume en la Fig. 2.19 para ello se considera que todo el torque que ingresa al sistema debe salir por el mismo por ello, la consideración que los torques sean iguales es congruente.

$$T_s = T_e \quad (2.58)$$

donde: T_s es el torque de salida, y
 T_e es el torque de entrada.

Desarrollando la Ec. 2.58

$$d_1 F_1 = F_2 d_2 \quad (2.59)$$

De ello tomando la Ec. 2.60 de torque y potencia e incluyendo el factor de conversión, los diámetros del plato de 0.15 m y 0.064 m correspondientes al engranaje crítico en el sistema al ser el menor y la velocidad angular de 2.96 rad/s en el eje se obtiene el valor para cada fuerza.

$$Pot = \frac{T\omega}{746} \quad (2.60)$$

Sustituyendo la velocidad angular de 2.59 de forma individual en la Ec. 2.60, queda

$$F_2 = \frac{0.11(746)}{(0.064)2.96}$$

$$F_2 = 945.52 \text{ N}$$

$$F_1 = \frac{0.11(746)}{(0.15)2.96}$$

$$F_1 = 380.73 \text{ N}$$

El eje 1 experimenta la distribución de carga en la Fig. 2.19 del cual se desarrollan las Ecs. 2.59 y 2.60. Pertenecientes al equilibrio estático del sistema. Al igualar dichas ecuaciones se obtienen los valores correspondientes a F_2 y F_1 . Mismo procedimiento aplica para las Ecs. 2.61 y 2.62 Correspondientes los apoyos del sistema.

$$\uparrow (+) \sum F_y = 0$$

$$F_2 - R_{1y} - R_{2y} - W_p - W_1 - W_2 - W_3 = 0$$

$$R_{1y} = F_2 - W_p - R_{2y} - W_1 - W_2 - W_3 \quad (2.61)$$

$$\curvearrowright (-) \sum M_{1zx} = 0$$

$$W_p(19.53) + F_2(21.50) - W_1(21.50) - W_2(33.46) - W_3(41.39) - R_{2y}(52.48) = 0$$

$$R_{2y} = \frac{W_p(19.53) + F_2(21.50) - W_1(21.50) - W_2(33.46) - W_3(41.39)}{52.48} \quad (2.62)$$

De forma similar mediante el diagrama de cuerpo libre del sistema se obtienen las Ecs. 2.63 y 2.64 correspondientes al plano en Z, para el cálculo se realizó un análisis que brinda como resultado las fuerzas en dicho plano.

$$\begin{aligned}\sum F_Z &= 0 \rightarrow (+) \\ R_{1z} + R_{2z} - F_1 &= 0 \\ R_{1z} &= F_1 - R_{2z} \quad (2.63)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_{zy} &= 0 \quad \curvearrowleft - \\ F_1(19.53) + R_{2z}(52.48) &= 0\end{aligned}$$

$$R_{2z} = -\frac{F_1(19.53)}{52.48} \quad (2.64)$$

Sustituyendo 2.64 en 2.63 se obtiene:

$$R_{1z} = F_1(19.53) - \left(-\frac{F_1(19.53)}{52.48}\right)$$

Sustituyendo $F_1 = 945.52 \text{ N}$

$$R_{1z} = 380.73(19.53) - \left(-\frac{380.73(19.53)}{52.48}\right)$$

$$R_{1z} = 522.4139284 \text{ N}$$

Sustituyendo en la Ecu. 2.64:

$$R_{2z} = -\frac{380.73(19.53)}{52.48} = -141.69 \text{ N}$$

Con los valores de las fuerzas y reacciones del sistema de la Fig. 2.18 Se obtienen los diagramas de fuerza cortante y momento flector. Los diagramas son expuestos en la Fig. 2.20. Dando como resultado un momento crítico en el tramo 3.

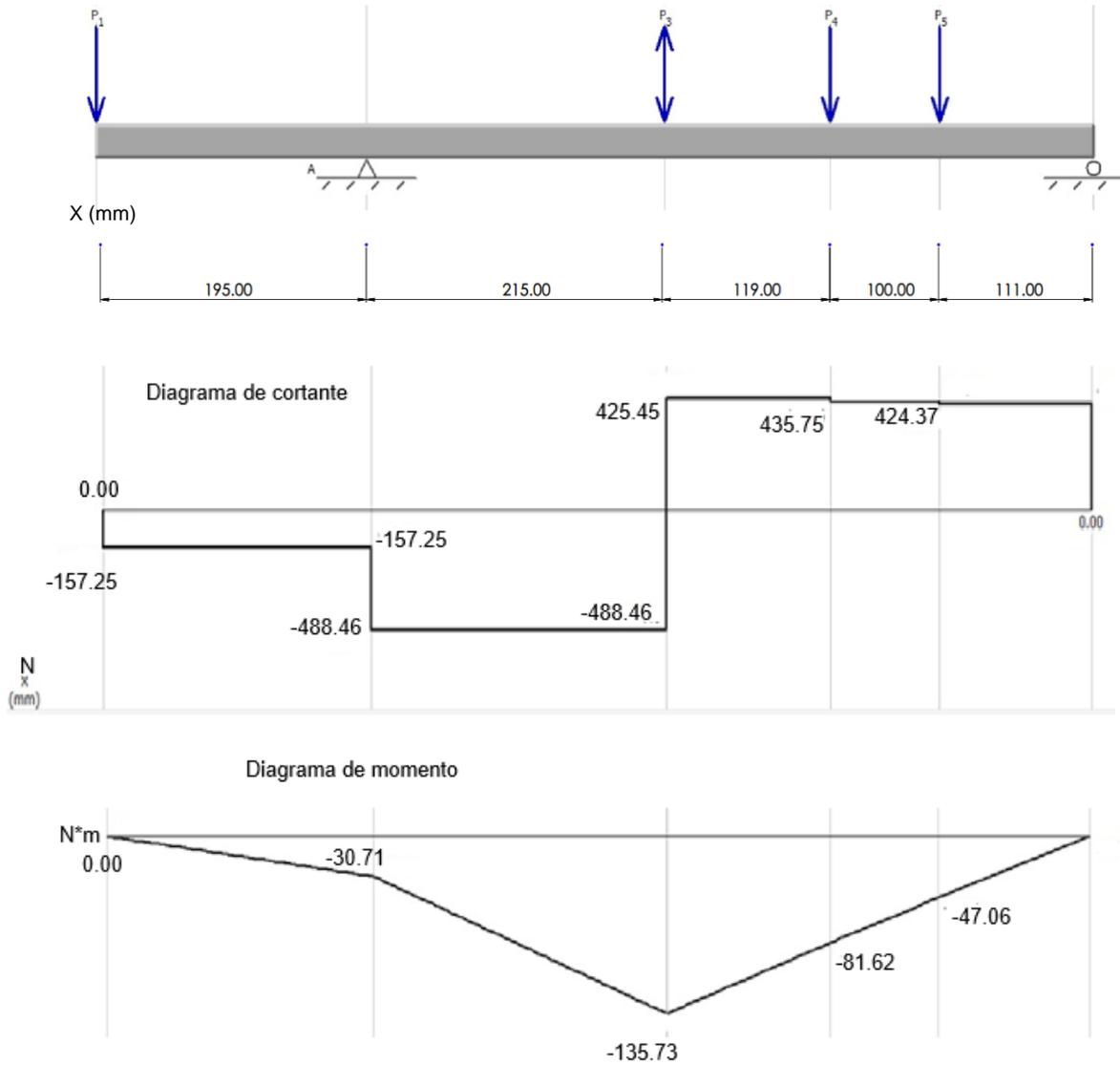


Fig. 2.20. Diagrama de cortante y momento.

Los valores de esfuerzo cortante y esfuerzos alternantes y medios se calculan para cada tramo, utilizando las Ecs. 2.56 y 2.54 Enunciadas en el apartado 2.8 para cada tramo que sea necesario tomando como crítico el valor en el caso de los esfuerzos alternantes presentado en la Fig. 2.20 obteniendo con ellos un valor de esfuerzo resultante de 153.92 MPa para el esfuerzo alternante y 15.37 MPa para el esfuerzo medio.

Sustituyendo en la Ec. 2.57 Para encontrar el esfuerzo cortante en el eje con el valor de torque correspondiente y el diámetro del eje se tiene que

$$\tau = \frac{16(28.55)}{\pi 0.0254^3} = 8.87 \text{ MPa}$$

Tomando como cero los esfuerzos alternantes medios se sustituye en la Ec. 2.54 Y se obtiene que:

$$\sigma_m = (0^2 + 3(8.87)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_m = 15.37 \text{ MPa}$$

Para el caso del esfuerzo alternante se utiliza la Ec. 2.53 En él se toma un K_f correspondiente al utilizado en tabla 2.30 para un cuñero patín de trineo con un valor de 1.6 debido a que la geometría del eje es simple sin cambios de sección y con una cuña única a lo largo de toda su longitud para el valor del tramo de 41.03 cm se tiene el siguiente valor de esfuerzo alternante.

$$\sigma_{ay} = \frac{32(135.73)1.6}{\pi 0.0254^3}$$

$$\sigma_{ay} = 134.99 \text{ MPa}$$

Tabla 2.30. Tipos de cuñeros y sus correspondientes factores de concentración de esfuerzos a la fatiga K_f [9].

Acero	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
$S_u \leq 200 \text{ ksi}$	1.3	1.3	1.6	1.3
$S_u \geq 200 \text{ ksi}$	1.6	1.6	2.0	1.6

Para el caso correspondiente al tramo crítico en Z se obtiene con el mismo K_f el siguiente valor

$$\sigma_{az} = \frac{32(74.36)1.6}{\pi 0.0254^3}$$

$$\sigma_{az} = 73.95 \text{ MPa}$$

De ello el esfuerzo resultante se obtiene de la suma de ambos esfuerzos con la Ec. 2.53

$$\sigma_{Ra} = \sqrt{\sigma_{ay}^2 + \sigma_{az}^2} \quad (2.53)$$

$$\sigma_{Ra} = \sqrt{134.99^2 + 73.95^2}$$

$$\sigma_{Ra} = 153.92 \text{ MPa}$$

Como resumen de los cálculos de esfuerzos alternantes y esfuerzos medios se posee la Tabla 2.31 y 2.32 que contempla todos los tramos de interés en el eje en ambas direcciones sean “y” y “z” correspondientemente.

Tabla 2.31. Resumen de cálculos de esfuerzos alternantes dirección “y”.

Tramos, cm		Momentos flectores, N·m		Concentradores de esfuerzo		Esfuerzos alternantes, MPa	
1	0	M1	0	Kf1	1.6	σ_{a1}	0
2	19.5	M2	30.71	Kf2	1.6	σ_{a2}	30.54
3	41	M3	135.73	Kf3	1.6	σ_{a3}	134.98
4	52.9	M4	81.62	Kf4	1.6	σ_{a4}	81.17
5	62.9	M5	47.06	Kf5	1.6	σ_{a5}	46.80
						Crítico	134.98

Tabla 2.32. Resumen de cálculos de esfuerzos alternantes dirección “z”.

Tramos, cm	Momentos flectores, N·m		Concentradores		Esfuerzos alternantes, MPa	
0	M1	0	Kf1	1.6	σ_{a1}	0
19.5	M2	74.36	Kf2	1.6	σ_{a2}	73.95

El valor de S_u presentado en la Tabla 2.31 se obtiene de la Ec. 2.42 Sustituyendo los valores críticos de esfuerzo alternante y esfuerzo medio dando como resultado un valor de S_u de 505.07 MPa. Los valores de los coeficientes de la Ec. para obtener el valor de S_n se obtienen como se describe a continuación.

El valor de K_a se deja en función de S_u debido a que no se conoce el material

$$K_a = AS_u^n \quad (2.65)$$

Siendo $b = 1$ y $A = 0.9$ para ejes con diámetros igual o menos a 0.0254 m

$$K_a = 0.9 S_u$$

El valor de K se calcula para ejes menores o igual a 25.4 mm.

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad (2.66)$$

$$K_b = \left(\frac{25.4}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.88$$

K_c , K_d y K_e toman el valor de 1 y el valor de S'_n se considera 0.5 el valor de S_n sustituyendo en la Ec. 2.52 Se tiene que

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{153.92}{(0.88)(1)(1)(1)(0.9)(0.5)S_u} + \frac{15.37}{S_u} = \frac{1}{1.25}$$

$$S_u = 505.07 \text{ MP}$$

Todos los datos calculados a partir de la teoría de fallas se encuentran resumidos en la Tabla 2.33. De la cual se puede observar que se tiene un valor de 509.36 MPa en el caso de la resultante del análisis.

Tabla 2.33. Resumen de teoría de falla de Goodman para el eje 1.

Esfuerzo cortante medio, MPa	Factores		Resultados de la teoría
	K_a	0.9	S_u , MPa
8.87	K_b	0.8	509.36
Esfuerzo alternante medio	K_c	1	n
	K_d	1	1.15
153.92	S'_n	0.36	

El material que cumple las especificaciones según la Tabla 2.34. puede ser por ejemplo el acero SAE 4340 o el 1045 estirado en caliente, de los cuales que sabe la existencia latente en el país a precios de mercado competitivo, por lo que como mejor opción se selecciona el material correspondiente al acero SAE 1045 estirado en caliente.

Tabla 2.34. Aceros más utilizados en el diseño de ejes [13].

Acero SAE	Tratamiento Térmico	Temperatura, °C	Resistencia a la fluencia, MPa
4140	T y R	205	1640
	T y R	315	1430
	T y R	540	834
	Normalizado	870	655
	Recocido	815	417
4340	T y R	315	1590
	T y R	425	1360
	T y R	540	1080
	T y R	650	855

Templado y revenido (T y R), en piezas con diámetros de 12.7 mm de una longitud de 25.4 mm. A menos que se especifique otra cosa piezas templadas en aceite.
 * Piezas templadas en agua.

2.9.2. Diseño de árbol regulador de velocidades eje 3

Para el diseño del árbol regulador, se analizará en el eje de las Y debido a que ahí es donde actúan la mayor cantidad de fuerzas. Para ello se detallan las fuerzas en el siguiente diagrama de cuerpo libre de la Fig. 2.21.

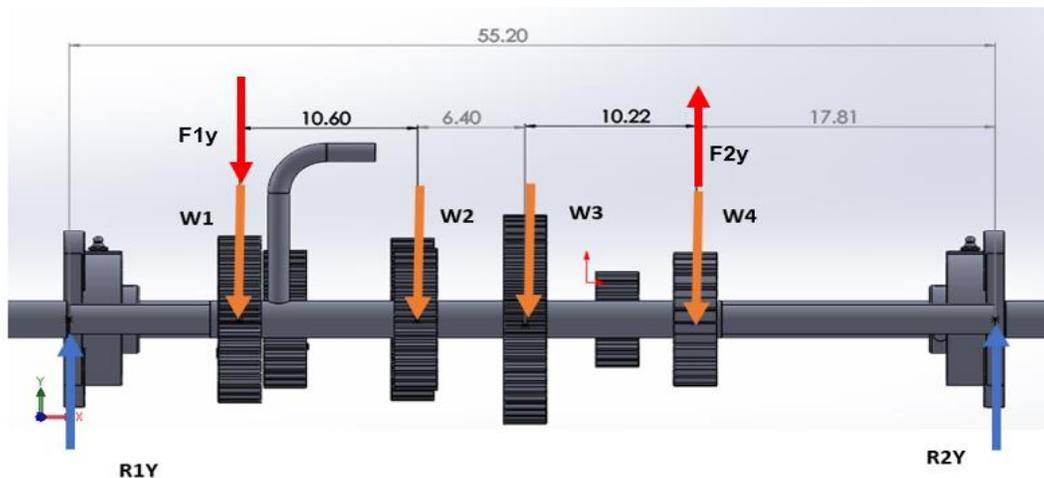


Fig. 2.21. Diagrama de cuerpo libre.

Con el diagrama de cuerpo libre ya establecido con la Ec. 2.59 se podrá determinar una de las fuerzas F_{1y} o F_{2y} , para determinar este valor se tiene lo siguiente:

Para R_{1y} : 8.69 cm, Potencia de entrada: 0.12 HP, Velocidad angular = 2.04 rad/s

Con la Ec. 2.48 de la sección 2.7.2 para el cálculo de la F_{1y} se tiene un valor de fuerza de.

$$F_{1y} = 1009.95 \text{ N}$$

Ya conociendo el valor de F_{1y} y para ello se utiliza la Ec. 2.59 y se determina su valor teniendo en consideración que el diámetro del engrane es de 9.3 cm.

$$F_{2y} = 943.7 \text{ N}$$

Con los datos ya obtenidos de las 2 fuerzas debido a la potencia de entrada, se realiza el cálculo para obtener las reacciones de los apoyos. Se realiza suma de momento en el punto R_{2y} dando como resultado la Ec. 2.67

$$\begin{aligned} \sum M_{R_{1y}} &= 0 \\ -W_1(10.17) - F_{1y}(10.17) - W_2(20.77) - W_3(27.17) - W_4(37.39) + F_{2y}(37.39) \\ &+ R_{2y}(55.20) = 0 \end{aligned} \quad (2.67)$$

donde: $W_1 = 7.8 \text{ N}$,

$$F_{1y} = 1009.95 \text{ N},$$

$$F_{2y} = 943.7 \text{ N},$$

$$W_2 = 15.87 \text{ N},$$

$$W_3 = 7.65 \text{ N}, \text{ y}$$

$$W_4 = 9.38 \text{ N}.$$

Sustituyendo los valores en la Ec. 2.67 Se tiene el siguiente valor de:

$$R_{2y} = -239.14 \text{ N}$$

El signo brinda un valor negativo, lo cual quiere decir que está mal asumida, y su verdadero sentido será al lado opuesto. Para determinar la reacción R_{1y} se hará sumatoria de fuerzas en el eje "y".

$$\begin{aligned} \uparrow (+) \sum F_y &= 0 \\ -F_{1y} + F_{2y} + R_{1y} - R_{2y} - W_4 - W_1 - W_2 - W_3 &= 0 \end{aligned} \quad (2.68)$$

Sustituyendo las variables en la Ec. 2.68 se obtiene el valor de R_{1y} .

$$R_{1y} = 6.07 \text{ N}$$

Ya con los valores de las reacciones se puede realizar el diagrama de momento flector y fuerza cortante. A continuación, en la Fig. 2.22 se detalla cada uno del diagrama.

En la siguiente Tabla 2.35 se resumen los datos obtenidos del diagrama considerando un concentrador de esfuerzo para cada tramo de $K_f = 1,6$ y la Ec. 2.53. Para el cálculo del esfuerzo alternante se tiene:

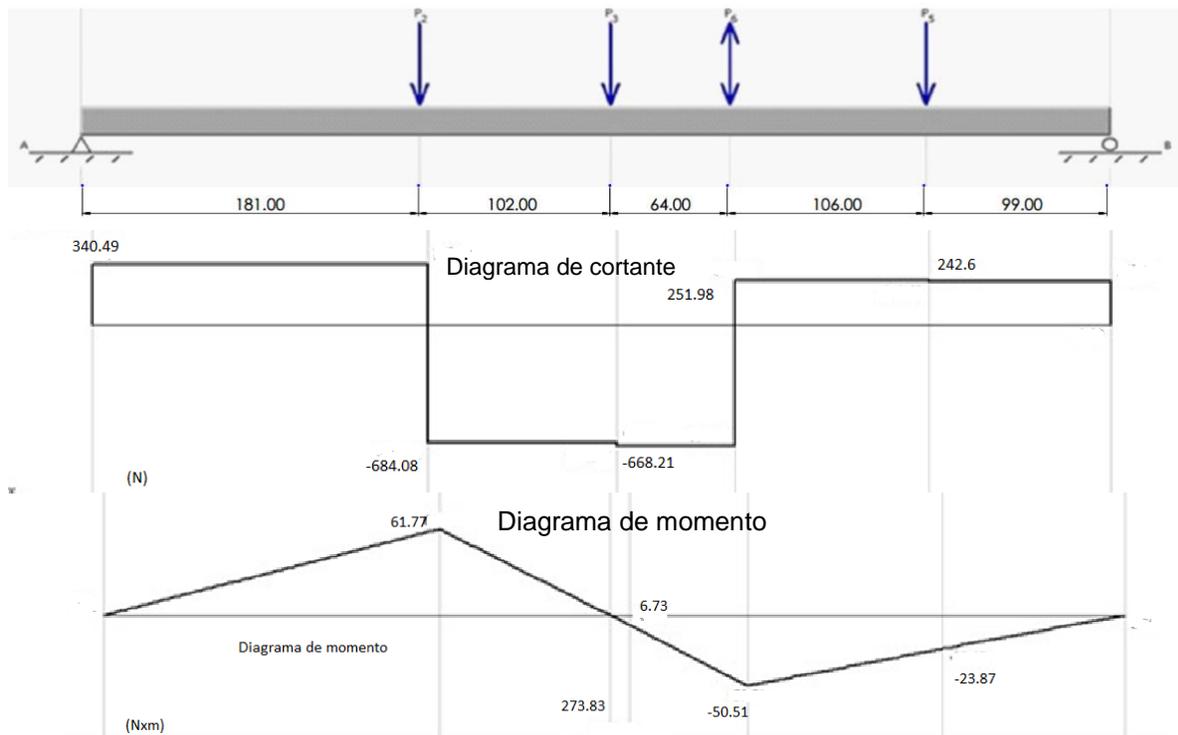


Fig. 2.22. Diagrama de cortante y momento eje 3

Tabla 2.35. Resultados del diagrama flector del eje 3.

Tramos, cm	Momentos flectores, N·m		Concentradores de esfuerzo		Esfuerzos alternantes, MPa	
0	M1	0	Kf1	1.6	σ_{a_1}	0
19.53	M2	61.77	Kf2	1.6	σ_{a_2}	1534042.334
41.03	M3	6.73	Kf3	1.6	σ_{a_3}	167137.8486
52.99	M4	50.51	Kf4	1.6	σ_{a_4}	1254403.081
60.92	M5	23.87	Kf5	1.6	σ_{a_5}	592805.4154
					Crítico	1534042.334

De la Tabla 2.35. Se obtiene que el esfuerzo alternante crítico para el eje 3 es de:

$$\sigma_a = 1.53 \text{ MPa}$$

Se determina el esfuerzo cortante con la Ec. 2.57. Y se obtiene el siguiente valor.

$$\tau = \frac{16(43.88)}{\pi 0.0254^3} = 13.63 \text{ MPa}$$

Se determina el esfuerzo medio con la Ec. 2.54 Y se obtiene el siguiente resultado.

$$\sigma_m = (0^2 + 3(13.63)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_m = 23.62 \text{ MPa}$$

Para determinar el límite a la fatiga se utiliza la Ec. 2.55. Y se realiza los siguientes cálculos.

El valor de K_a se deja en función de S_u debido a que no se conoce el material.

$$K_a = A S_u^b$$

Siendo $b=1$ y $A=0.9$ para ejes con diámetros igual o menos a 0.0254 m

$$K_a = 0.9 * S_u$$

El valor de K_b se calcula para ejes menores o igual a 25.4 mm

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = \left(\frac{25.4}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.88$$

K_c , K_d y K_e toman el valor de 1 y el valor de S_n se considera 0.5 el valor de S_u sustituyendo en la Ec. 2.55 se tiene que:

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{1.53}{(0.88)(1)(1)(1)(0.9)(0.5)S_u} + \frac{23.62}{S_u} = \frac{1}{1.15}$$

$$S_u = 32.06 \text{ MPa}$$

Para este caso, debido a las aplicaciones de transmisión y el valor obtenido el acero a usar para el diseño será un SAE 1045 estirado en caliente, el cual se obtuvo de la Tabla 2.34.

2.9.3. DISEÑO DE ESPIGA CRÍTICA

Para el diseño de las espigas se tomará como referencia la espiga más crítica de todas, que es la que posee menor diámetro debido a que la Ec. 2.12. Indica que esta espiga es la que posee una mayor incidencia de fuerza, así como, por resultado un mayor esfuerzo. El resorte que posee menor diámetro interno que se fabrica según lo planeado para la máquina es un resorte con diámetro de 18 mm. El eje que en este caso es la espiga esta soportada por las mordazas del plato y por el centro punto tal y como se indica en la Fig. 2.23 Además de que posee una distancia como la representada en dicho diagrama.

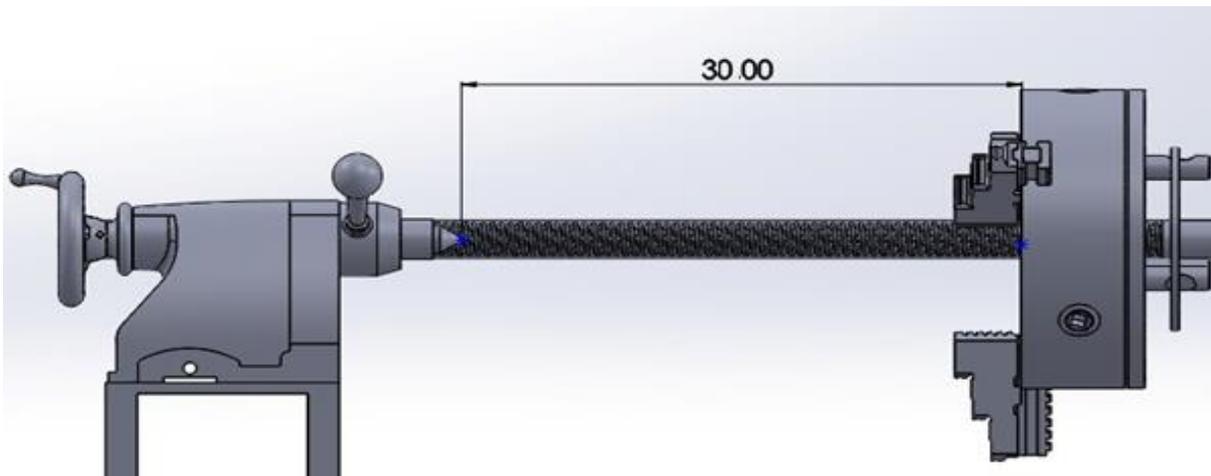


Fig. 2.23. Eje de enrollamiento de resorte.

De dicha espiga se elabora el diagrama de cuerpo libre que obedece a la Fig. 2.24, del cual se desprenden las Ecs. 2.69 y 2.70.

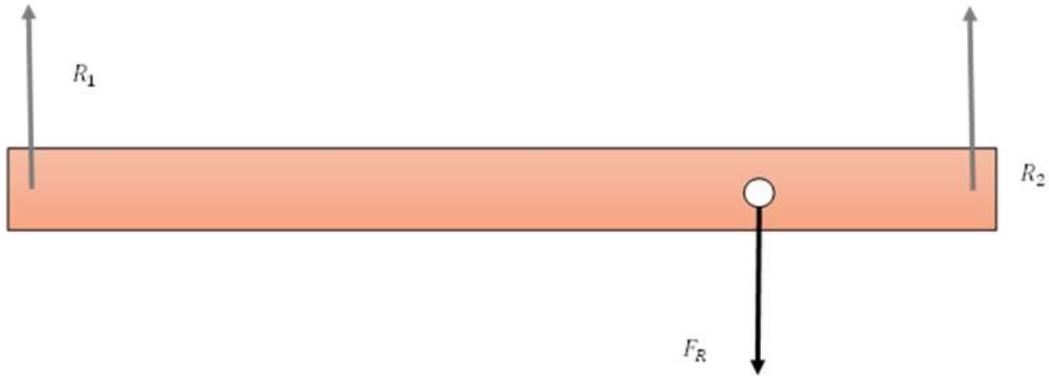


Fig. 2.24. Diagrama de cuerpo libre.

$$\sum F_z = 0$$

$$R_1 + R_2 - F_R = 0$$

$$R_1 = F_R - R_2 \quad (2.69)$$

$$\sum M_{R_1} = 0 \rightarrow (+)$$

$$R_2(34) - F_R(24) = 0$$

$$R_2 = \frac{F_R}{30}(24) \quad (2.70)$$

El valor de F_R se desprende de la Ec. 2.12 descrita en el apartado 2.4, por lo tanto, considerando que la entrada de potencia es la misma que en el eje 1 el valor del torque será:

$$Pot = \frac{T\omega}{746}$$

$$T = \frac{0.11(746)}{2.96} = 27.72 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Y utilizando la Ec. 2.12 Del mismo apartado se tiene que:

$$F_R = \frac{T}{d}(2)$$

$$F_R = \frac{27.72}{(0.018)}(2)$$

$$F_R = 3080.33 \text{ N}$$

Por lo tanto, las reacciones descritas serán equivalentes a:

$$R_1 = 616.06 \text{ N}$$

$$R_2 = 2464.26 \text{ N}$$

Con el sistema definido se da paso a la fabricación de los diagramas de fuerza cortante y momento flector expresados en la Fig. 2.25 Donde el momento máximo del sistema es el que se encuentra justo en el punto de sujeción del alambre a 6 cm a la derecha del centro punto y toma un valor de 147.86 N·m.

Al evaluar el movimiento del alambre a lo largo del eje se identifica que la fuerza al ubicarse al centro del eje tendrá una representación de momento flector máximo de 231.02 N·m reproduciendo el diagrama de la Fig. 2.26.

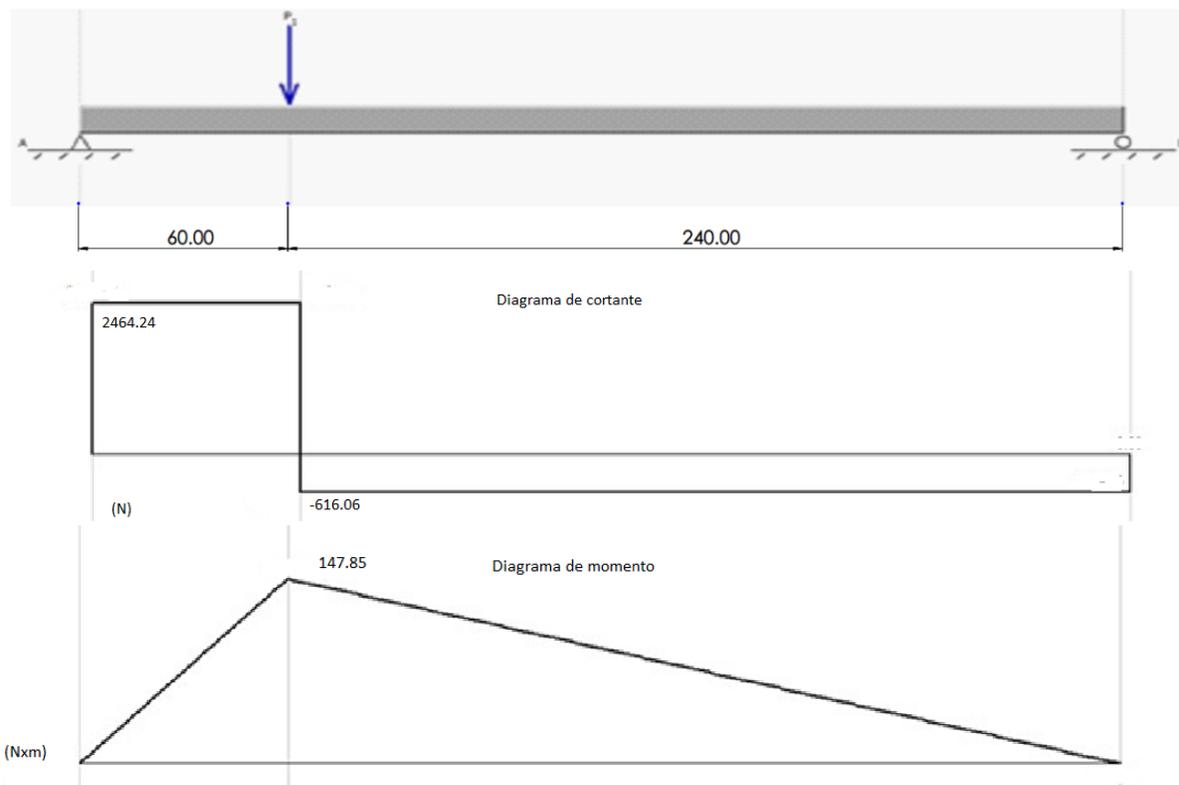


Fig. 2.25. Diagrama de cortante y momento espiga crítica.

El valor de los esfuerzos alternantes y medios son calculados por las ecuaciones de la sección 2. Que dan como resultado los valores de la Tabla 2.34 Es de considerar

que para los diferentes puntos de estudio en el eje ha sido considerado un valor de K_f diferente para cada situación siendo de 2.

Para el caso del punto situado a 15 cm del eje debido a que es un eje liso el concentrador de esfuerzo es inexistente y tendrá un valor de 1.

Los valores de los esfuerzos alternantes y medios resultantes se calculan a partir de la Ecs. 2.53 y 2.54 dan como resultado un esfuerzo resultante alternante de 413.16 MPa y un esfuerzo medio de 41.93 MPa. El resumen de lo obtenido del análisis de teoría de fallas se resume en la Tabla 2.36 indicando el valor de esfuerzo alternante crítico de 516.46 MPa.

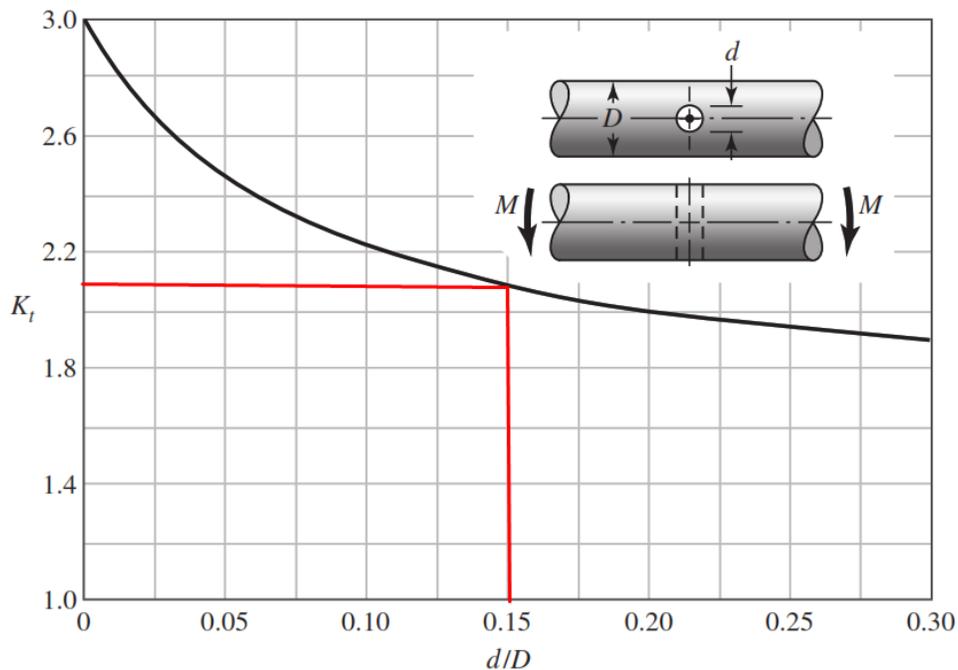


Fig. 2.26. Diagrama para seleccionar K_f [12].

Tabla 2.36. Resumen de resultados de momentos y esfuerzo.

Análisis de esfuerzos dirección "Z"						
Tramos, cm	Momentos flectores, N·m		Concentradores de esfuerzo		Esfuerzos alternantes, MPa	
0	M1	0	Kf1	1	σ_{a_1}	0
4	M2	147.85	Kf2	2	σ_{a_1}	516.46
15	M3	231.02	Kf3	1	σ_{a_1}	403.49
					Crítico	516.46

Para los esfuerzos resultantes alternantes se tiene para el punto más crítico:

$$\sigma_{az} = \frac{32(147.85)^2}{\pi 0.018^3}$$

$$\sigma_{az} = 516.45 \text{ MPa}$$

El valor del esfuerzo alternante resultante se obtiene mediante:

$$\sigma_{Ra} = \sqrt{516.45^2 + 0^2}$$

$$\sigma_{Ra} = 516.45 \text{ MPa}$$

Para los esfuerzos medios se tiene

$$\tau = \frac{16(27.72)}{\pi 0.018^3} = 24.21 \text{ MPa}$$

Se determina el esfuerzo medio con la Ec. 2.54 Y se obtiene el siguiente resultado

$$\sigma_m = (0^2 + 3(24.21)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_m = 41.93 \text{ MPa}$$

El valor del S_u para la espiga y su material se calcula nuevamente mediante la determinación de cada factor en la teoría de falla de Goodman, para lo cual se han considerado de igual valor a los de las secciones anteriores, por lo que al ingresar los valores de esfuerzo alternante y medio resultantes en la teoría de Goodman se obtiene un S_u con un valor de 1624.18 MPa.

$$\frac{\sigma_{ea}}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{516.46}{(0.88)(1)(1)(1)(0.9)(0.5)S_u} + \frac{41.93}{S_u} = \frac{1}{1.10}$$

$$S_u = 1624.18 \text{ MPa}$$

El material que cumple con las especificaciones deseadas es el acero SAE 4140 templado y revenido a 205 °C ya que soporta un esfuerzo a la fluencia de 1640 MPa.

2.10. SELECCIÓN DE MOTOR

Para la selección se utilizarán los criterios de la potencia, velocidad de rotación, tensión, la Frecuencia y grado de protección. Así, el primer criterio a tomar en consideración será entonces la potencia, por lo tanto:

- **La potencia**

Se realizará el cálculo de potencia que se necesitará en la entrada para realizar el enrollamiento del resorte. En la Fig. 2.27 Se presenta la distribución de potencia en todo el sistema.

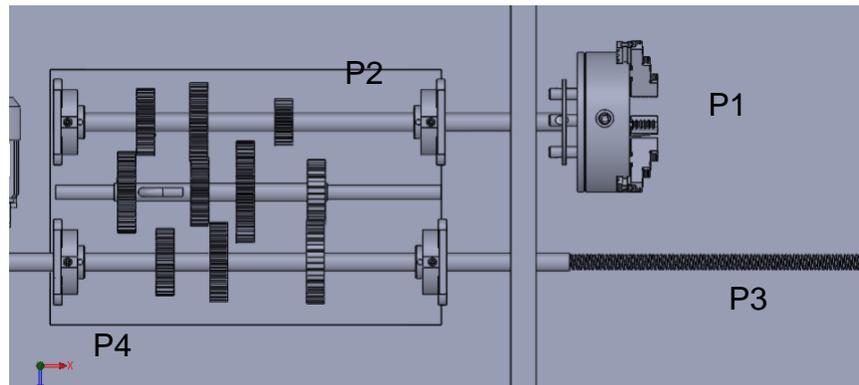


Fig. 2.27. Distribución de potencia.

La potencia P1 es la potencia necesaria que necesita para lograr el enrollamiento del resorte y según los cálculos realizados anteriormente en el diseño de eje para la probeta crítica se obtuvo un valor de $P_1 = 0.12$ HP, debido a que la probeta está conectado a la mordaza se podrá definir que la caída de potencia es mínima para este cálculo, entonces la potencia del eje 1 es la misma, teniendo en consideración que la eficiencia de los engranes es de 90% se calcula potencia P2.

$$\% \eta = \frac{P_1}{P_2} \quad (2.71)$$

donde: P1 es la potencia del eje 1, y

P2 es la potencia del eje 3.

$$P_2 = \frac{0.12}{0.90} = 0.13 \text{ Hp}$$

Para el eje de salida se tienen dos entradas de potencia en este caso la entrada de P2 y la P3, entonces se desarrolla la Ec. 2.71.

$$P_4 = \frac{P_2}{\% \eta} + P_3 \quad (2.72)$$

Donde la potencia P_3 se obtuvo del cálculo del tornillo de potencia y su valor es de $P_3 = 0.12$ HP. Entonces la potencia requerida será:

$$P_4 = \frac{0.12}{0.9} + 0.12 = 0.253 \text{ HP}$$

Se utilizará un motor de 0.25 HP para este mecanismo.

- **Velocidad de rotación**

Para la velocidad de rotación se realizará el siguiente cálculo a partir de la Fig. 2.28.

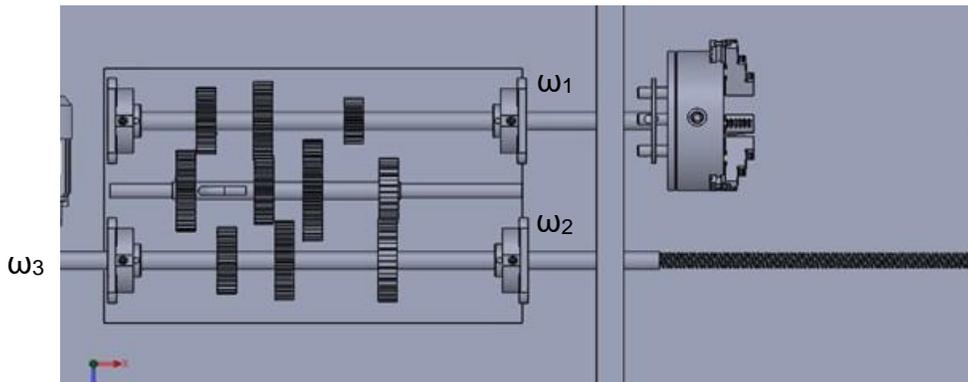


Fig. 2.28. Distribución de velocidad angular.

Donde la $\omega_1 = 1,78$ rad/s, $\omega_2 = 2.06$ rad/s estos valores se determinaron el cálculo de engranes en Tabla 2.13 con la velocidad angular ω_2 se puede determinar la velocidad angular ω_3 teniendo en consideración los diámetros de los engranes.

$$\omega_2(d_2) = \omega_3(d_3) \quad (2.73)$$

donde: $\omega_2 = 2.06$ rad/s

$d_2 = 8.6$ cm,

$d_3 = 11.3$ cm

Sustituyendo los valores en la Ec. 2.73 Se tiene:

$$\omega_3 = \frac{(2.06)(8.6)}{(11.3)} = 1.57 \text{ rad/s}$$

Convirtiéndolos a rpm y trabajando en una frecuencia de 60 Hz se tiene que:

$$\omega_3 = 15 \text{ rpm}$$

Entonces se necesita un moto-reductor que trabaje a una velocidad de 15 rpm.

- **Tensión**

La tensión es el voltaje de entrada para el cual está diseñado el motor; es decir, es la presión con la que el motor empuja la corriente a través de un circuito eléctrico cerrado. Se tiene que tomar en consideración que los motores se clasifican en: Monofásicos y trifásicos. Para las condiciones de potencia el moto-reductor a elegir es pequeño debido a su potencia de 0.25 HP, aunque los motores más comerciales en la industria son trifásicos. Se elegirá un motor trifásico debido a sus amplias aplicaciones y por ser los más comerciales.

- **Frecuencia**

En esta región todos los equipos eléctricos trabajan a una frecuencia de 60 Hz. Para este caso se trabajaría con esa misma frecuencia de 60 Hz.

- **Grado de protección**

Es la protección del motor contra la entrada de cuerpos extraños (polvo, fibras, etc.), contacto accidental y penetración de agua.

Tomando en consideración en esto se tienen dos tipos de clasificaciones:

- Trabajan en ambientes limpios y abrigados.
- Trabajan en ambientes desabrigado

Los códigos con los que se representa la protección de los motores son representados en las Tablas 2.37 y 2.38.

En función de la Tabla 2.37 y las condiciones del entorno a las que este equipo estará expuesto se selecciona un motor con la siguiente protección IP21. Con las características ya definidas y con las búsquedas del moto-reductores con los diversos

fabricantes se opta por un moto-reductor de la marca: MOTOVARIO-NMRV40 (ver Tabla 2.39 y Fig. 2.29).

Tabla 2.37. Primer código de protección [13].

1° Dígito	
Dígito	Indicación
0	Sin protección
1	Protección contra la entrada de cuerpos extraños de dimensiones mayores que 50 mm
2	Protección contra la entrada de cuerpos extraños de dimensiones mayores que 12 mm
3	Protección contra la entrada de cuerpos extraños de dimensiones mayores que 2.5 mm
4	Protección contra la entrada de cuerpos extraños de dimensiones mayores que 1.0 mm
5	Protección contra la acumulación de polvos perjudiciales al motor
6	Totalmente protegido contra el polvo

Tabla 2.38. Segundo código de protección [13].

2° Dígito	
Dígito	Indicación
0	Sin protección
1	Protección contra gotas de agua en la vertical
2	Protección contra gotas de agua hasta la inclinación de 15° en relación a vertical
3	Protección contra agua de lluvia hasta la inclinación de 60° en relación a la vertical
4	Protección contra chorros de agua provenientes de todas las direcciones
5	Protección contra salpicaduras provenientes de todas las direcciones
6	Protección contra olas de agua
7	Inmersión temporaria
8	Inmersión permanente

Tabla 2.39. Características de motor [14].

Características	
Potencia	0.25 HP
Relación de velocidad	1/100
Velocidad de entrada	1400 rpm
Velocidad de salida	14 rpm
Tensión	Monofásico 110 V
Factor de servicio	1.2



Fig. 2.29. Moto-reductor Weg ARM
50C

3. ANÁLISIS TÉCNICO Y DE COSTOS DE CONSTRUCCIÓN DEL PROYECTO

Cada uno de los componentes del sistema que a su vez conforma la máquina se detallan según los planos de construcción en el Anexo 1 y por ende se deben fabricar de la mano de un gran número de procesos de fabricación, por lo que se detallan de tal forma que, mediante esta descripción y con ayuda de los planos de construcción, no solo se pueda fabricar de forma clara cada componente si no que, de igual forma se tenga bien definido cada elemento. Cabe aclarar que no todos los componentes de la máquina se llevan a procesos de fabricación, es decir a construcción, de hecho, solo algunos componentes son considerados para ello, debido a que los restantes se pueden obtener por medio de suministro de diferentes proveedores.

Los componentes que se consideraron para su fabricación son los siguientes:

- Mesa móvil: Se debe fabricar la mesa móvil y ensamblar cada uno de sus componentes, luego de cortar, taladrar y soldar.
- Tornillo de potencia o eje 1: Se debe maquinar el tornillo de potencia de la barra de acero proveniente.
- Eje de enrollado de alambre o eje 2: Se debe maquinar el eje 2 con todos los cambios de sección que esto conlleve.
- Engranajes de la caja de velocidades: Cada uno de los engranajes se deben maquinar según los planos de construcción a partir del tocho de acero que se proporcione.
- Eje 3: Se debe maquinar el tocho de acero para dar paso al eje central y al buje del eje, tal como se detalla en el plano de construcción.
- Palanca de cambio de velocidad: Se debe maquinar, soldar, y ensamblar la palanca de cambio de velocidad para el eje 3.
- Eje guía o eje 4: Se debe maquinar el eje guía en torno según requerimiento de los planos de construcción.
- Mesa estructural: Se debe cortar, pulir, soldar y ensamblar la mesa estructural de la máquina.
- Soporte para el motor: Se debe cortar, pulir y soldar el soporte para el motor.

- Soporte de la caja de velocidades: Se debe cortar, pulir y soldar el soporte para la caja de velocidades.
- Estructura de la caja de velocidades: Se debe cortar, rectificar, taladrar, soldar, y empernar la estructura de la caja de velocidades, donde estarán contenidos los engranajes.

3.1. SISTEMA DE SUMINISTRO Y ENDEREZADO DE ALAMBRE

El alambre se suministra y endereza por medio de un sistema que se compone de elementos fundamentales tales como los baleros o rodillos de enderezado de alambre, y la mesa móvil que los contiene, por lo que la especificación de dimensiones, y detalle de la fabricación que los componen son descritos en la siguiente sección.

3.2.1. MESA MÓVIL

La mesa móvil se representa según la Fig. 3.1, en ésta se observa que está compuesta por diferentes elementos, tales como baleros de 25 mm de diámetro, así como de 4 tuercas de 25.4 mm de diámetro, 28 mm de ancho, un largo de 3 cm y un paso de 5.6 mm y una placa de 3/8 pulg de espesor ambas de acero inoxidable SAE 304 debido a que la aplicación que estará sometida a un uso constante y por consecuente a un desgaste de igual magnitud por lo que requiere dicho material.

Los componentes que constituyen a la mesa móvil poseen las dimensiones y proceso de fabricación descritos a continuación:

- Fabricación de las tuercas

Como primer paso se debe fabricar cuatro tuercas con las especificaciones citadas, como segundo paso se debe comprar una barra de acero inoxidable de por lo menos 20 cm de largo y un diámetro de 35 mm. Posterior a dicho proceso se debe dar paso a cada una de las siguientes actividades:

- Cortar el material en 4 secciones de 40 mm, cada una con ayuda de la sierra alternativa.
- Una vez conseguidas las secciones se debe dar paso al maquinado, como sugerencia se deben utilizar la fresa y el torno para dicho proceso, en primer lugar, se debe sujetar de cada extremo la pieza, centrar y maquinar en el torno mediante un refrentado la cara de cada una de las barras de acero hasta obtener una superficie manejable y con un largo de 38 mm. Para ello se acopla a la torre un buril de cobalto de 3/8 pulg.
- Cilindrar un cambio de sección de 10 mm de largo que permita ser el punto de sujeción de las barras de acero en el plato de 3 mordazas.
- Sujetar al plato de tres mordazas auto-centrante la barra de acero y verificar que gire de forma concéntrica al eje imaginario de la máquina. Perforar con una broca de centrar un agujero al extremo derecho de cada barra de acero para poder sujetarlas de dicho extremo con la ayuda del punto giratorio.
- Maquinar mediante cilindrado la sección restante de 32.34 mm dando pasadas como se estipule hasta llegar a un diámetro de 32.34 mm esto con el fin de dejar suficiente diámetro para maquinar posterior la arista de la tuerca en la fresadora.
- Retirar la herramienta de corte, remover el buril y limpiar la máquina y las superficies de la máquina de toda viruta desprendida en el proceso.
- Retirar centro punto y mediante el contrapunto taladrar por medio de dos procesos de taladrado, un agujero al centro de la barra de acero, esto primero con una broca de 12.7 mm (1/2 pulg) y una de 25.4 mm (1 pulg).
- Desacoplar brocas del centro punto y limpiar superficies de la máquina de toda viruta desprendida en el proceso.
- Se debe dar paso al maquinado de la rosca interna con los valores diseñados en el tornillo de potencia que posee un valor de paso de 5.66 mm es decir de 4.5 hilos por pulgada, para ello se debe colocar en la torre una herramienta para maquinar interiores con perfil cuadrado y se debe dar paso a la fabricación de la rosca interna.
- Una vez se tenga el tocho con la rosca interna se debe dar paso al maquinado de cada uno de los perfiles de la tuerca en el cual se debe utilizar una fresa vertical

para maquinar cada una de las seis caras según devastando según como se requiera hasta llegar a un valor de arista de 28 mm. El resultado final es una tuerca con las especificaciones antes citadas.

- Fabricación de los vástagos.

Los vástagos serán la guía para poder acoplar los baleros, por ende, la especificación requerida en el anexo 2 indica que se deben fabricar 3 vástagos de 25.0 mm de diámetro externo, un largo de 30 mm por lo que se debe partir de una barra de acero de 25.4 mm de diámetro y un largo de 135 mm, para dar paso a la fabricación de cada uno de la siguiente forma:

- Preparar el torno, instalando en la torre un buril de 3/8 pulg de cobalto, ajustar el tocho a maquinar.
- Refrentar ambos extremos de la barra de acero, inclinando la torre como es debido.
- Ajustar la pieza y centrar al plato de 3 mordazas, ajustar el tope del torno a 30 mm desde la derecha de la pieza. Enderezar la torre y la herramienta de trabajo.
- Cilindrar la pieza hasta obtener un valor de 25.00 mm en todo lo largo de la pieza.
- Elaborar conos a 45° en cada extremo del cilindro generado.
- Cortar la pieza de la parte sujeta al plato de 3 mordazas.

El proceso se debe realizar para cada uno de los 3 elementos.

- Ensamble de los elementos de la mesa móvil.

Se debe tener fabricadas las 4 tuercas, los 3 vástagos y se debe tener lista la placa y los baleros. Como paso inicial se debe soldar a la placa los vástagos y las tuercas, debido a que el material es acero inoxidable, para ello los materiales y herramientas sugeridos para realizar el trabajo son los siguientes:

- 1) Aparato de soldadura TIG con su respectivo cilindro de argón, tungsteno, cerámica, polo, y un material de aporte 308LT50 para acero inoxidable de 3/32 pulg.
- 2) Carda, marcador para metal o punta para marcar, careta de oscurecimiento automático, EPP necesario tales como, guantes para soldar, polaina, mangas, delantal.

Con todos los equipos y materiales descritos se puede dar paso al proceso de fabricación siguiendo los siguientes pasos:

- Como primer paso se debe preparar el equipo de soldadura, ajustar mangueras al manómetro, verificar una presión de trabajo de 15 psi, verificar la presión del cilindro de argón, e instalar los accesorios como el tungsteno, la pistola para soldar, y el polo tierra.
- Preparar la mesa móvil a la mesa de trabajo, sujetarla de preferencia.
- Marcar como indica el plano de anexo de la sección 2 las distancias correspondientes de los vástagos y de las tuercas.
- Soldar los vástagos del lado donde poseen el bisel a 45°, se debe rellenar el bisel para asegurar la soldadura óptima de los elementos con las pasadas que sean necesarias.
- Enfriar la pieza al aire y limpiar superficie para verificar soldadura.
- Soldar las tuercas según la distribución a la mesa móvil.
- Limpiar superficies para verificar soldadura.

3.2.2. EJE 1 O TORNILLO DE POTENCIA

El tornillo de potencia se debe fabricar mediante el uso del torno para el cual es necesaria el siguiente equipo y materiales:

- Un buril de perfil cuadrado que puede ser de cobalto de 3/8 pulg.
- Un buril de perfil convencional para cilindrado y refrentado.
- Agua taladrina, pala, escobilla y grasa.
- EPP correspondiente tales como, gabacha, gafas claras, etc.
- Juego de llaves Allen y centro punto o punto giratorio, luneta móvil, contrapunto, broca para centrar.
- Barra de acero de 26.0 mm de diámetro con un largo de 145 cm.

El procedimiento de fabricación es un cilindrado básico para preparar la pieza, y las secciones correspondientes para acoplar la chumacera, existen en total 2 diámetros diferentes a lo largo del eje. El procedimiento a seguir debe ser el siguiente:

- Ajustar luneta en el torno y preparar maquinaria para proceso de refrentado y cilindrado acoplado un buril con filo convencional.
- Ajustar pieza para refrentar y llevar a un largo de 144 cm rectificando la cara derecha.
- Perforar con broca para centrar y acoplar contrapunto. Ajustar torre a posición de cilindrado.
- Cilindrar el primer diámetro en un largo de 6.50 cm hasta un diámetro de 14 mm.
- Cilindrar el segundo diámetro en el largo restante de barra de acero hasta abarcar un largo de 124 cm.
- Ajustar el torno para un paso de 4.5 hilos por pulgada, colocar tope a 64 cm desde el plato de 3 mordazas hacia la derecha y cambiar herramienta de la torre a un buril de perfil cuadrado.
- Fabricar rosca a partir de 26.70 cm de largo desde el contrapunto hacia la izquierda.

3.2.3. SISTEMA DE ENROLLAMIENTO DE ALAMBRE

La fabricación del eje principal conlleva tres partes, el eje de ensamble donde se acopla los engranajes y la sección donde el plato debe acoplarse al eje de ensamble, por último, se tienen las espigas que se acoplan entre el contrapunto y el plano de tres mordazas, de las cuales únicamente se diseñó con un diámetro crítico, por lo que solo se detalla el proceso de fabricación de una espiga. Los materiales para la fabricación de este eje se requieren lo siguiente:

- Eje 2 o eje de enrollamiento de alambre.
- Barra de acero SAE 1045 de 25.4 mm de diámetro y un largo de 75 mm.
- Barra de acero SAE 1045 de 5 pulgadas por un largo de 30 mm.
- 4 pernos de ½ pulgada.
- Plato de tres mordazas.
- Soldador TIG.
- Aporte de 3/32 pulg para soldadura TIG.
- Torno.
- Broca para centrar.

- Buril de 3/8 de aleación de cobalto, o con pastilla de tungsteno.
- Fresadora.

Para la fabricación del eje 1 como primer paso se preparará el eje de ensamble de los engranajes, este debe poseer el diámetro indicado según el diseño para ensamblar el tren de engranajes y un diámetro diferente con cierto ajuste al extremo donde se soldará al platillo que recibe los pernos con los que se ensambla el plato de tres mordazas, para ello se debe seguir los siguientes pasos:

- Refrentar ambos extremos del eje.
- Perforar con la broca de centrar y sujetar concentro punto el extremo.
- Una vez sujetado cilindrar a 25.40 mm de diámetro, y posterior colocar el tope a 20 mm de longitud después del extremo sujeto al centro punto.
- Cilindrar hasta obtener en dicha sección un diámetro de 24.90 mm,

Una vez listo el eje se debe fabricar la base de acople del plato de 3 mordazas, la cual consta de 4 agujeros para acoplar pernos de 1/2 pulgada. Dicha base se fabricará con la barra de 30 mm de longitud siguiente el siguiente procedimiento:

- Ajustar la barra y refrentar ambos extremos.
- Cilindrar hasta obtener un diámetro de 122 mm es decir, rebajar a la barra 50 mm.
- Sujetar al taladro de banco.
- Abrir 4 agujeros con una broca de 1/8 pulg, luego repasar con una de 1/4 pulg y por último taladrar con la broca de 1/2 pulg
- Centrar al torno y taladrar un agujero con brocas de 1/8 pulg, 1/4 pulg, 1/2 pulg, y 3/4 pulg.
- Cilindrar el agujero hasta obtener un diámetro interno de 25 mm.
- Cortar el excedente de material marcando con el tope 20 mm y utilizando un marco con sierra.
- Refrentar los extremos.

Una vez listas ambas piezas se procede a realizar el proceso de soldadura mediante el siguiente procedimiento:

- Introducir la barra de 25.4 mm de diámetro del extremo maquinado a 24.90 mm en el interior de la placa de ensamble del plato de 3 mordazas.
- Soldar alrededor con soldadura TIG ambas piezas.

Ensamblar el eje con sus chumaceras como se verifica en la Fig. 3.1

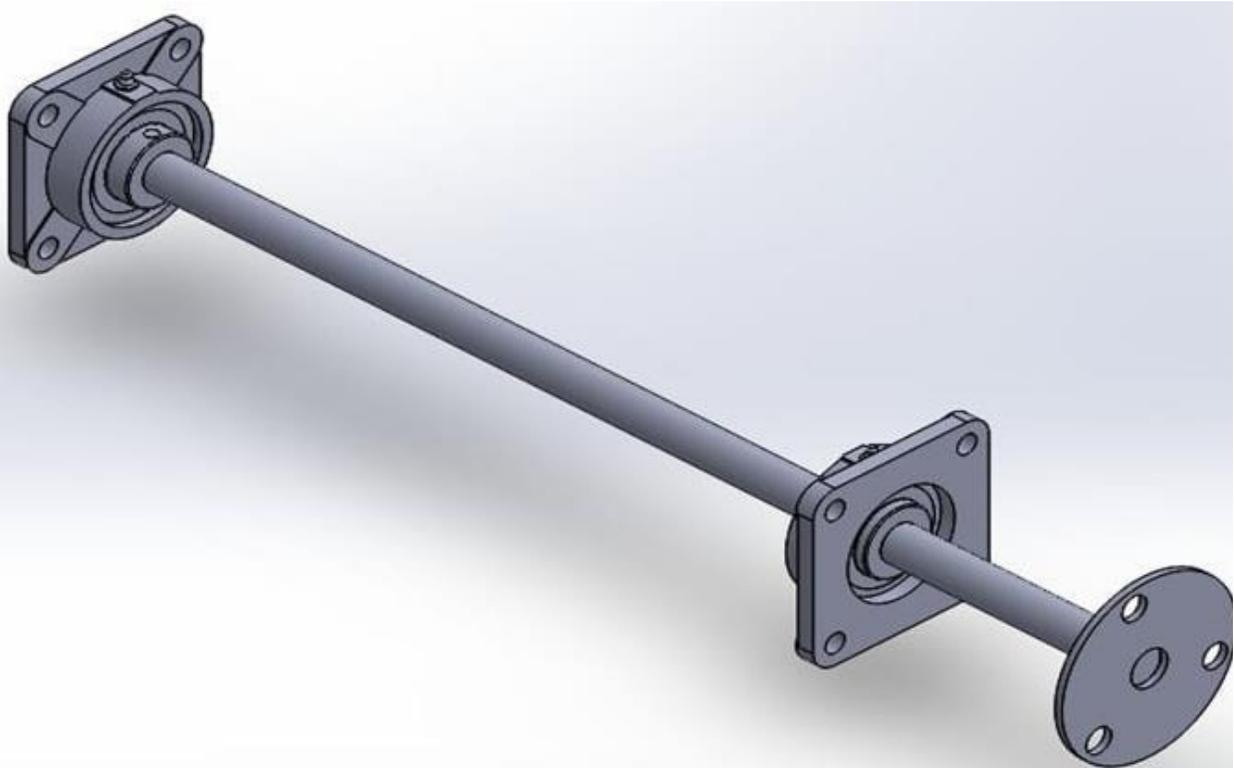


Fig. 3.1. Ensamble del eje de ensamble de engranajes, el soporte del plano y las chumaceras.

Posterior a ello se debe unir con pasadores el plato de 3 mordazas a su base, y el ensamble de los elementos debe ser el mismo mostrada en la Fig. 3.2.

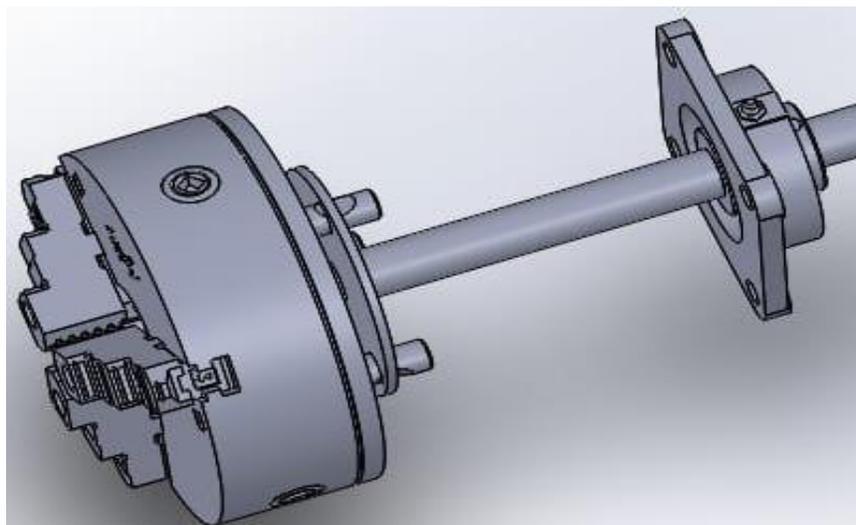


Fig. 3.2. Ensamble del eje con el plato de 3 mordazas.

Por último, deben fabricarse las espigas, para ello se maquinará mediante el siguiente procedimiento cada una de éstas:

- Refrentar ambos extremos de la barra.
- Maquinar hasta 40 mm de largo mediante cilindrado hasta obtener un diámetro de 25 mm.
- Maquinar el resto de la espiga hasta obtener un diámetro de 18 mm.
- Sujetar la pieza en el banco de mesa.
- Taladrar en la espiga un diámetro de 1/8 pulg para que sirva como pin de enganche.

La espiga final debe tener la forma que se presenta en la Fig. 3.3

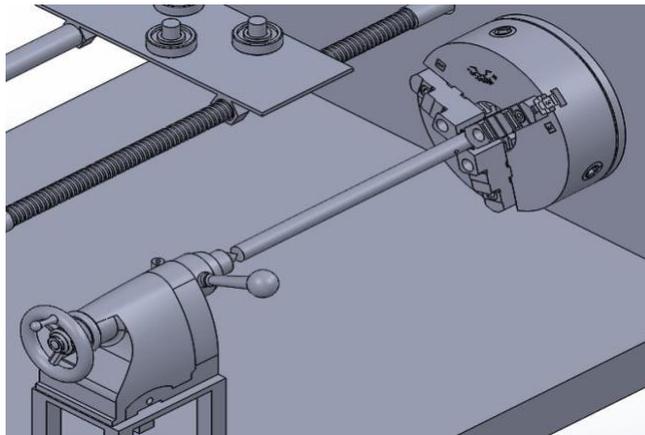


Fig. 3.3. Ensamble entre contrapunto, espiga y cabezal de 3 mordazas.

3.2. SISTEMA DE POTENCIA (CAJA DE VELOCIDADES)

El sistema de potencia está constituido por un conjunto de engranajes, cada uno posee un proceso de fabricación similar, por lo que se desarrolla un proceso en general para la fabricación de estos engranajes describiendo los pasos a seguir:

- Engranajes.

Para la fabricación de los engranes se usará como se mencionó en el capítulo 2, mediante los cálculos matemático el acero AISI 4340, el proceso de fabricación de los engranes se divide en 3 partes: elaboración de la barra de acero y ajuste interno (esta se

logra mediante el torno), elaboración de dentado (proceso obtenido mediante el fresado de la barra de acero) y cementación (proceso elaborado por proveedor).

En este apartado se realizará la redacción del proceso de fabricación de 2 engranes, el engrane 1 que lleva cuñero y ajuste interno para eje y el engrane 2 que lleva ajuste de rodamiento (1 centésima). Se tomará como referencia los engranes: 08B-Z20 y 08B-Z30.

Primeramente, se debe de cortar el acero para poder fabricar el cuerpo del engranaje en el torno se debe tener en cuenta que para el engrane 08B-Z20 se usará una barra de AISI 4340 de \varnothing 70 mm x 35 mm de largo y para el engrane 08B-Z30 se usara una barra \varnothing 100 mm x 35 mm de largo. Se llevan al torno para poder llevar a los diámetros externos necesarios \varnothing 66 mm y \varnothing 96 mm.

Para el engrane \varnothing 66 mm el ajuste interno tiene que llevarse a un diámetro \varnothing 25 mm pasado y para el engrane de \varnothing 96 mm se tiene que llevar el ajuste interno a un diámetro de \varnothing 96.01 mm a este se le da una céntima de aprete para que el balero tenga el ajuste necesario también lleva 2 ranuras internas para 2 seguros Omega internos de \varnothing 25 mm para evitar que el balero tenga movimiento axial. Después teniendo el cuerpo se hace los cálculos en función del número de dientes y el módulo dichos cálculos se describen en el capítulo 2 apartado 2.7 y con dichos cálculos se determinan el número de giros que se le debe de dar a la manivela del plato divisor.

A continuación, se utiliza una fresa con dentado de perfil de evolvente que se instala en el eje porta herramienta y después se sujeta el cuerpo del engranaje en el plato divisor y se sujeta en el otro extremo con el contrapunto tratando de que quede alineada y se comienza a mecanizar y jugando con el giro de la manivela.

Por último, para poder obtener una mejor resistencia mecánica en los engranajes, se les aplicara un tratamiento térmico de cementación, el proveedor MAELSA SA. DE. CV. Realiza este tipo de tratamientos térmicos, su costo es aproximadamente \$14.75 por libra, se presenta un resumen de los costos en la Tabla 3.1:

Tabla 3.1. Peso en libras y costo de la cementación de los engranes.

Engrane	Peso, lb	Precio, \$
08B-Z20	1.08	15.93
08B-Z16	1.84	27.14
08B-Z20	4.16	61.36
08B-Z47	5.95	87.76
08B-Z27	2.57	37.90
08B-Z30	2.20	32.45
08B-Z32	3.76	55.46
08B-Z34	3.46	51.01
08B-Z29	2.55	37.61

➤ Eje 3 o eje regulador de velocidades.

El eje 3 se divide en tres partes para lo cual se requieren varios procesos de fabricación, tres procesos se elaborarán en el torno y al final debe realizarse un ensamble de los elementos para lo que se requiere un proceso más. Como se observa en el plano 3 y como se presenta en la Fig. 3.4, el eje debe poseer un ajuste tal que, el diámetro interior de la barra perforada tenga un ajuste suave con el eje que se moverá en su interior, por lo cual se debe rectificar la barra de acero SAE 1045 hasta obtener un ajuste suave entre los elementos asegurando así el deslizamiento óptimo entre ambos por lo que el procedimiento a seguir es el siguiente:

- Colocar barra en posición para perforar.
- Ensamblar broca de centro y perforar agujero.
- Sujetar la pieza con el centro punto.
- Maquinar el diámetro externo hasta un valor de 25 mm es decir, devastar 10 mm en un proceso de cilindrado.
- Maquinar mediante cilindrado hasta obtener un diámetro que se ajuste de forma suave a la barra perforada a una décima del diámetro indicado en el eje interno, es decir 25.00 mm, utilizando la misma como referente de ajuste.
- Preparar la barra perforada en el taladro de banco.
- Taladrar 3 veces la barra perforada con brocas de tungsteno de 1/8 pulg, 3/8 pulg, 1/2 pulg.

Debe fabricarse la forma tipo “L” que posee este elemento por lo cual mediante la soldadura oxiacetileno se planea llevar a la forma deseada de la siguiente forma:

- Utilizar el EPP correspondiente al proceso de calentamiento de pieza.

- Sujetar con a una mordaza de banco la barra.
- Encender el equipo de soldadura oxiacetilénica usando una llama “investigar la llama”
- Calentar una porción de la barra entre los 6.30 cm y los 8.30 cm hasta llegar al rojo vivo.
- Mediante una sujeción del extremo saliente de la pieza y con la ayuda de una pinza doblar la barra de acero hasta obtener un ángulo de 90°.
- Enfriar al aire para no temprar la pieza.
- Ensamble de los elementos: Posterior a tener la forma de “L” de la palanca resta ensamblar los elementos siguiendo los siguientes pasos:
- Equiparse con el EPP para soldadura TIG.
- Colocar la palanca de accionamiento 5 cm del extremo de la barra perforada.
- Soldar la palanca de accionamiento y la barra perforada mediante soldadura TIG.
- Ensamblar a la barra perforada el eje principal de 2.40 cm de diámetro.
- Ensamblar los baleros en el eje principal.
- Ensamblar a los baleros los engranajes del eje principal.

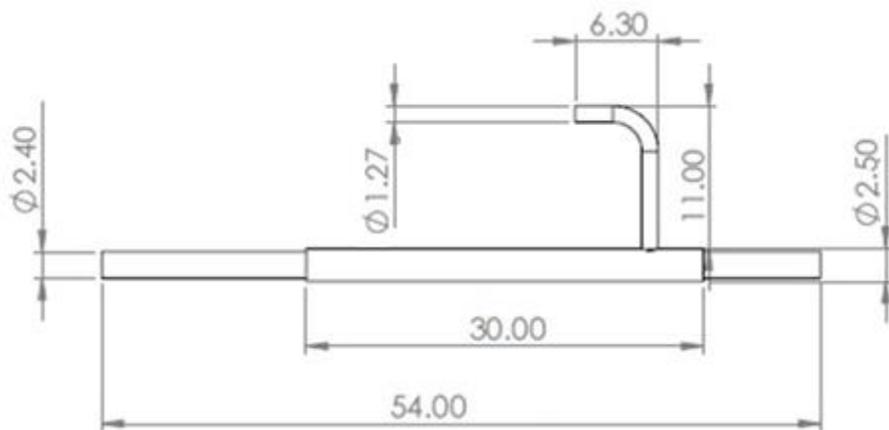


Fig. 3.4. Eje 3 o eje para cambio de velocidades con su palanca de accionamiento.

3.3. SISTEMA ESTRUCTURAL

El sistema estructural está comprendido en todo aquello que soporta los otros componentes de la máquina, es decir está comprendido por las mesas que componen la máquina las cuales soportan las chumaceras, motores, y en efecto todos los elementos de la máquina. Para ello se debe construir de la siguiente forma:

➤ Mesa estructural.

La mesa estructural debe ser capaz de soportar todo el peso de los demás sistemas por lo que para su construcción se tienen los siguientes materiales:

- Tubo cuadrado de 2 pulg de chapa 14,
- Tubo cuadrado de 1 pulg de Chapa 14,
- Lámina lisa de 4 pulg de largo, 8 pulg de ancho y 3/8 pulg de espesor, y
- Lámina lisa de 4 pulg de largo, 8 pulg y 1/8 pulg de espesor.

Primero se cortará 4 piezas de tubo cuadrado de 2 pulg de 106 cm, 5 tramos de 65 cm y 4 tramos de 155 cm, ya con tubos cortados se comienza a formar el marco de los soportes, tal como en la Fig. 3.5.

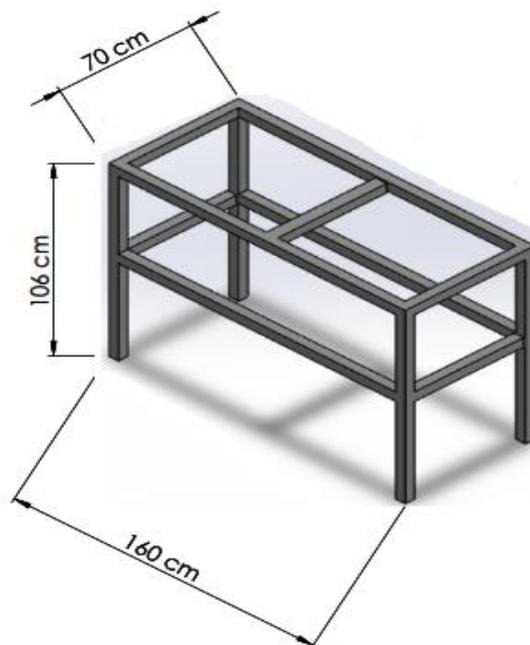


Fig. 3.5. Infraestructura de soporte para los elementos de la máquina.

Después de eso se corta la lámina de 3/8 pulg un tramo de 70 ancho y 160 cm de largo, cuidadosamente quitando los filos de la orilla con una pulidora de 4 ½ pulg con un disco de pulifan para proceder a soldarla con electrodo E6013 aplicando cordones de aproximadamente de 3 pulg en el perímetro del soporte de la mesa.

Para los soportes de la chumacera y la del eje guía se cortó un tramo de lámina de 3/8 pulg de 35 m x 70 cm con sus respectivos 3 agujeros con se ve en la Fig. 3.6 estos se realizarán en la fresadora vertical y otro de 30 x 40 cm con un agujero de \varnothing 1 pulg para el eje guía. Las placas irán soldadas con soldadura TIG para evitar las deformaciones, se usaría un electrodo de tungsteno de 1/8 pulg punto azul para soldarlo y una temperatura aproximadamente de 90 A.

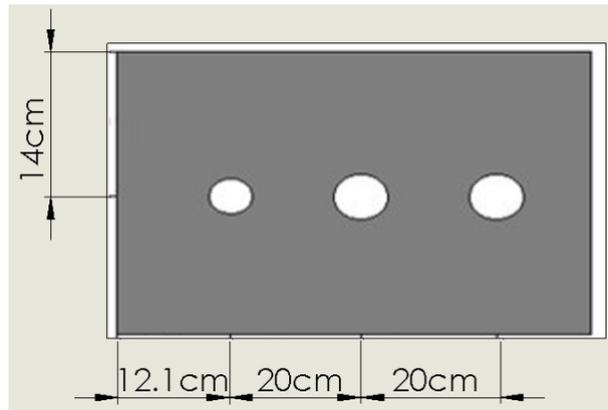


Fig. 3.6. Placa para soporte de eje guía.

El eje guía se elaborada de una barra cilíndrica de acero AISI 4340 \varnothing 1 pulg x 71 cm de largo que entrara a presión en los agujeros de \varnothing 1 pulg y después por soldadura la fusión de la base con el eje guía o eje 4.

El soporte para el motor se hará de tubo cuadrado de 1 pulg de chapa 14, se cortaron 4 tramos 17 cm, 2 tramos de 12 cm de largo y 2 tramos de 15 cm uniendo las partes con soldadura para forma la base del soporte y encima lámina lisa 1/8 pulg para el soporte del motor con 4 agujero de ¼ pulg para anclar el motor en el soporte.

➤ Soporte de la caja de velocidad.

Para la fabricación del soporte de la caja de velocidades se utilizarán los siguientes materiales:

- 1 tubo cuadrado de 1 pulg de chapa 14

- Lámina lisa negra de 1/8 pulg de 36 x 56 cm

Primero se cortarán 4 piezas de tubo cuadrado de 10 cm de largo, 2 tramos de 31 cm de largo y 2 tramos de 51 cm de largo, ya con eso se comienzan a soldar para formar un banco como la siguiente Fig. 3.7.

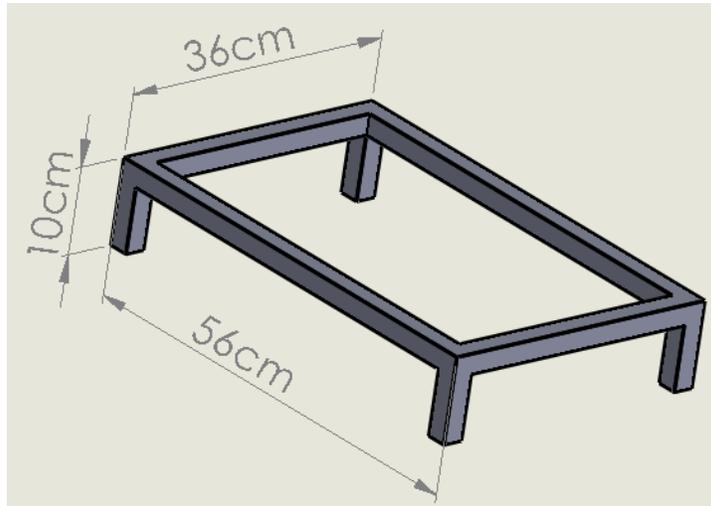


Fig. 3.7. Soporte para caja de velocidad.

Después de tener ya soldado el marco de soporte se corta un tramo de lámina con lisa con las medidas 36 x 56 cm y después soldar la lámina alrededor del marco metálico.

➤ Estructura de la caja de velocidades.

Para la elaboración de la caja de velocidades se necesitarán los siguientes materiales:

- 1 lámina de acero inoxidable SAE 304 de 4 pulg de ancho por 8 pulg de largo y de 1/8 pulg de espesor.
- 1 juego de bisagra de mariposa de 2 x 2 pulg, y
- Cierre para caja.

Para la fabricación de la caja se utilizará 1 lámina de 4 pulg de ancho por 8 pulg de largo y de 1/8 pulg de espesor inoxidable y a continuación se cortará un tramo de 77 x 99 cm con un disco corte de 4 ½ pulg para inoxidable y después de eso se hará el siguiente como se mira en la Fig. 3.8

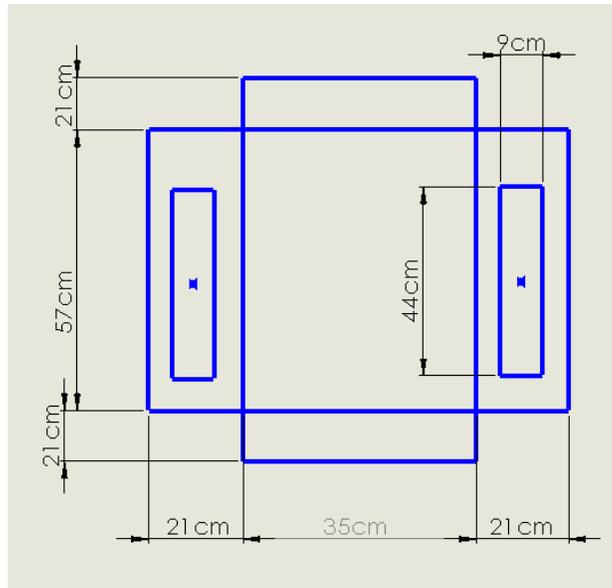


Fig. 3.8. Caja de velocidades, dimensiones y estructura general.

Es de tener en cuenta que las pestañas de los extremos debe llevar un corte cuadrado de 9 x 44 cm para poder colocar el acrílico que ira puesto con pernos Button Allen inoxidable de ¼ x 3/4 pulg con su respectiva tuerca de seguridad y con una capa de silicón transparente alrededor ya que esto permitirá la vista interna de los engranaje, Una vez hecho los cortes se comienza hacer los dobleces en una prensa o con bloques de madera que estén a escuadra para poder comenzar a unir cada pestaña con soldadura TIG con una corriente aproximadamente de 80 , después de haber soldado se pule la soldadura con un disco de pulifan y decapante para una mejor presentación.

A continuación, se cortará un tramo de lámina de 57 x 35 cm para la tapadera, este llevará en un extremo las bisagras de mariposa inoxidable de 2 x 2 pulg estas serán atornilladas en la tapadera y en la base principal de la caja para que puedan ser removibles, y en el extremo irán colocadas los cierres de caja.

En las caras laterales se harán 3 agujeros con una broca de 1 ¼ pulg como se mira en la Fig. 3.9 para los ejes que y las chumaceras de pared de diámetro de 1 pulg que van empernadas.

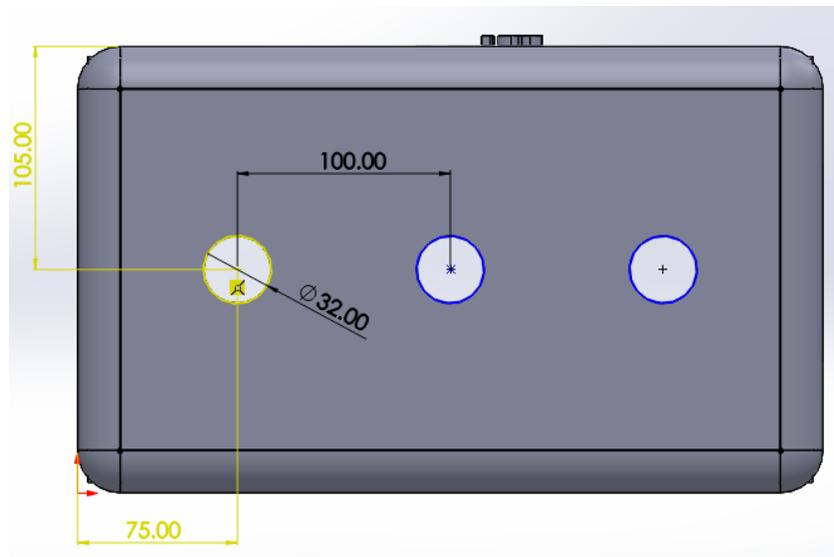


Fig. 3.9. Agujeros de caja de velocidades

3.4. SISTEMA ELÉCTRICO

Para construir el sistema eléctrico se deben disponer de los siguientes materiales:

- ✓ Tabla para sujetar los componentes;
- ✓ 3 metros de canaleta para cableado eléctrico;
- ✓ 3 metros de Cable calibre 14 para fase 1, 2 y 3, con colores consecuentes;
- ✓ 3 metros de Cable calibre 14 para neutro;
- ✓ 3 metros de riel din;
- ✓ Veinte borneras para riel din; y
- ✓ Cincuenta tornillos auto roscantes.

Componentes del sistema eléctrico:

- Disyuntor o guarda motor: Es un dispositivo que abre el un circuito eléctrico para evitar el paso de corriente, protegiéndolo de sobre tensiones, protegiendo así la propia instalación eléctrica y a las personas. Una ilustración de un Disyuntor es la Fig. 3.10.

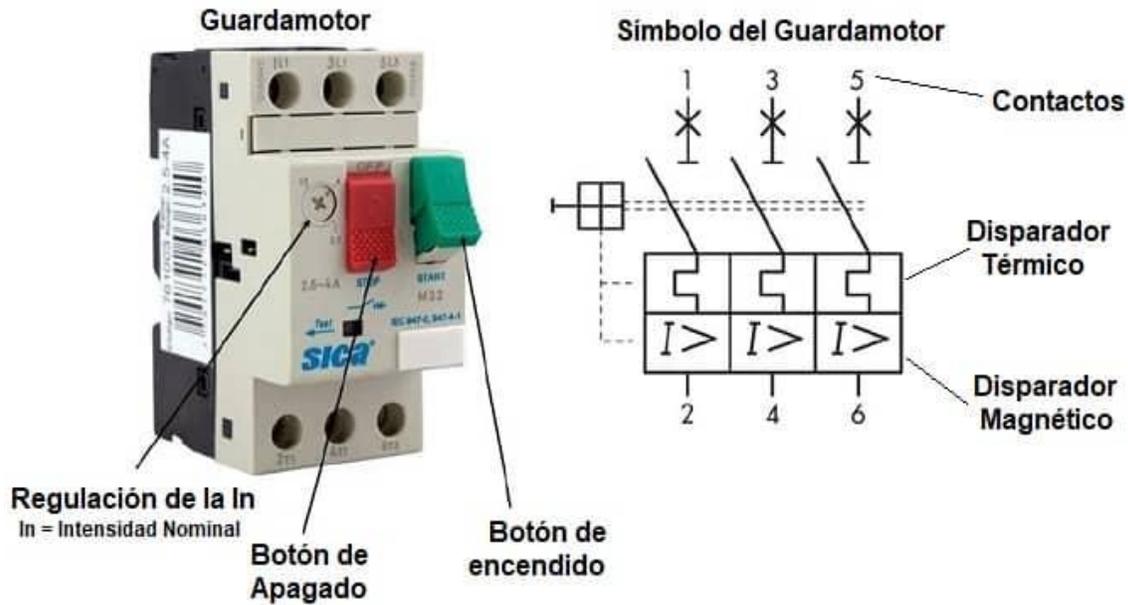


Fig. 3.10. Representación física y esquemática de un guardamotor o disyuntor[15].

- Relé térmico: Es un dispositivo que protege al motor eléctrico contra sobre cargas débiles y prolongadas este se representa en la Fig. 3.11. y consta con dos contactos auxiliares, los contactos principales por lo general se acoplan a la salida de un contactor. Normalmente poseen un contacto normalmente cerrado denominado 95-96 que es el que se dispara mecánicamente al dilatarse las láminas metálicas del relé térmico.

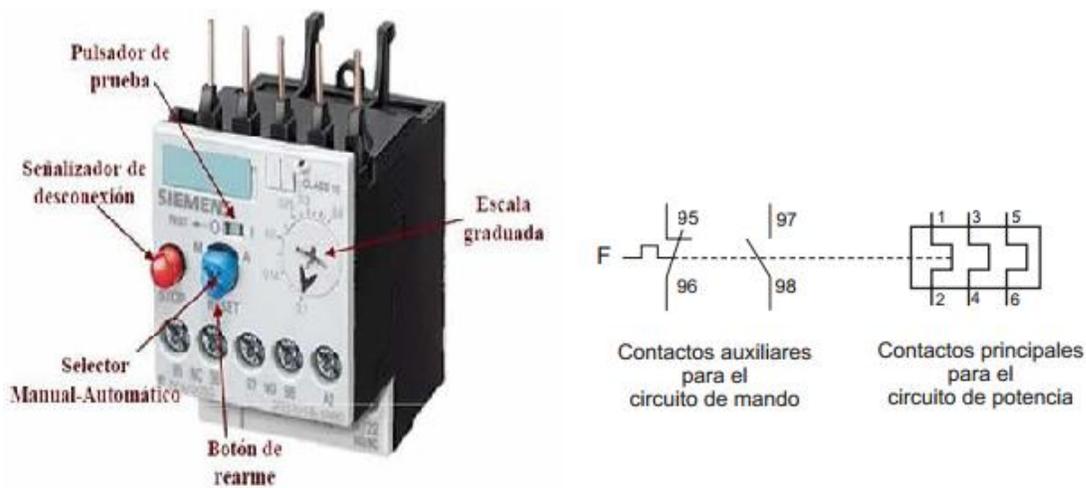


Fig. 3.11. Partes y representación simbólica de un relé térmico[15].

- Contactores: Es un dispositivo electromecánico que se encarga de abrir o cerrar el paso de corriente mediante la inyección de corriente a una bobina, se representa por la Fig. 3.12 este consta de contactos principales que son 3 y 2 contactos auxiliares.



Fig. 3.12. Representación física y grafica de un contactor [15].

- Pulsador de paro de emergencia: Es el que permite parar la máquina al provocarse una emergencia externa, es fundamental para que la máquina sea considerada segura y funcional ante un percance o accidente.
- Pulsador de Marcha 1: Acciona el motor para que gire a un sentido.
- Pulsador de marcha 2: Acciona el motor para que gire al sentido contrario al pulsador de marcha 1.
- Lámpara de encendido 1: Indica estado de giro del circuito.
- Lámpara de encendido 2: Indica el estado de giro contrario a la lámpara de encendido 1.
- Lámpara de emergencia de paro: Indica que el circuito no tiene energía ya sea porque se disparó el disyuntor o el relé térmico.
- Lámpara de apagado: Indica estado de no funcionamiento de la máquina.
- Enclavamiento: Es el proceso mediante el cual se utiliza un contactor normalmente cerrado, el cual al conectarse con una bobina se abre y evita el paso de corriente en el circuito, se utiliza para evitar un corto circuito al intentar invertir giro de forma directa.

- Auto enclavamiento: Es autoalimentar a la bobina con un contactor normalmente abierto.

El circuito debe conformarse según como se indica el circuito de las Fig. 3.13 y 3.14 el cual está compuesto por dos circuitos, uno de potencia y otro de control, respectivamente, el circuito de potencia es el representado a la izquierda de la figura y en éste se detallan las conexiones de los contactores a las líneas de alimentación principales del motor. Para que el motor gire al sentido horario se debe conectar las líneas según el contactor 1, y para conseguir el sentido de giro anti horario se deben conectar las líneas como indica el contactor 2. En este circuito se detallan las conexiones hacia el relé térmico que es la protección directa al motor y el disyuntor que es el que se indica de tal forma que proteja todo el circuito.

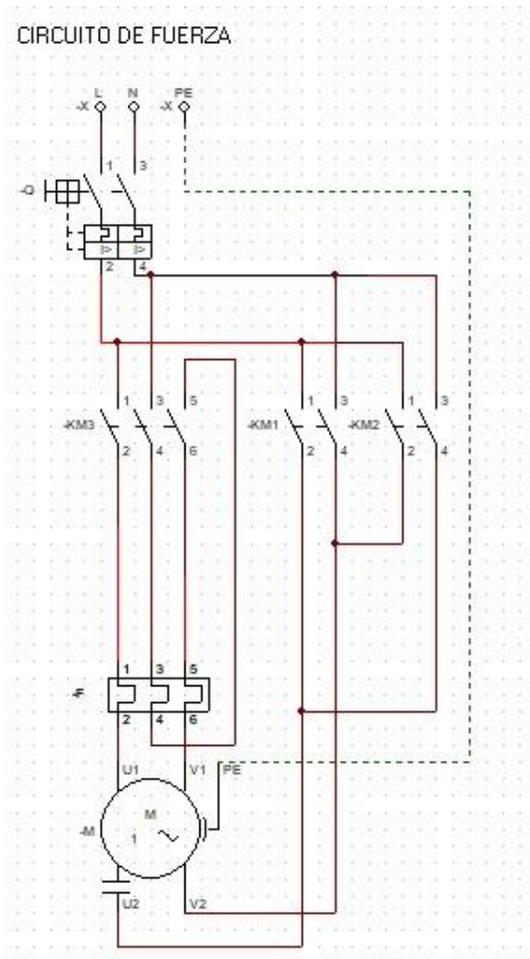


Fig. 3.13. Circuito de fuerza para la máquina.

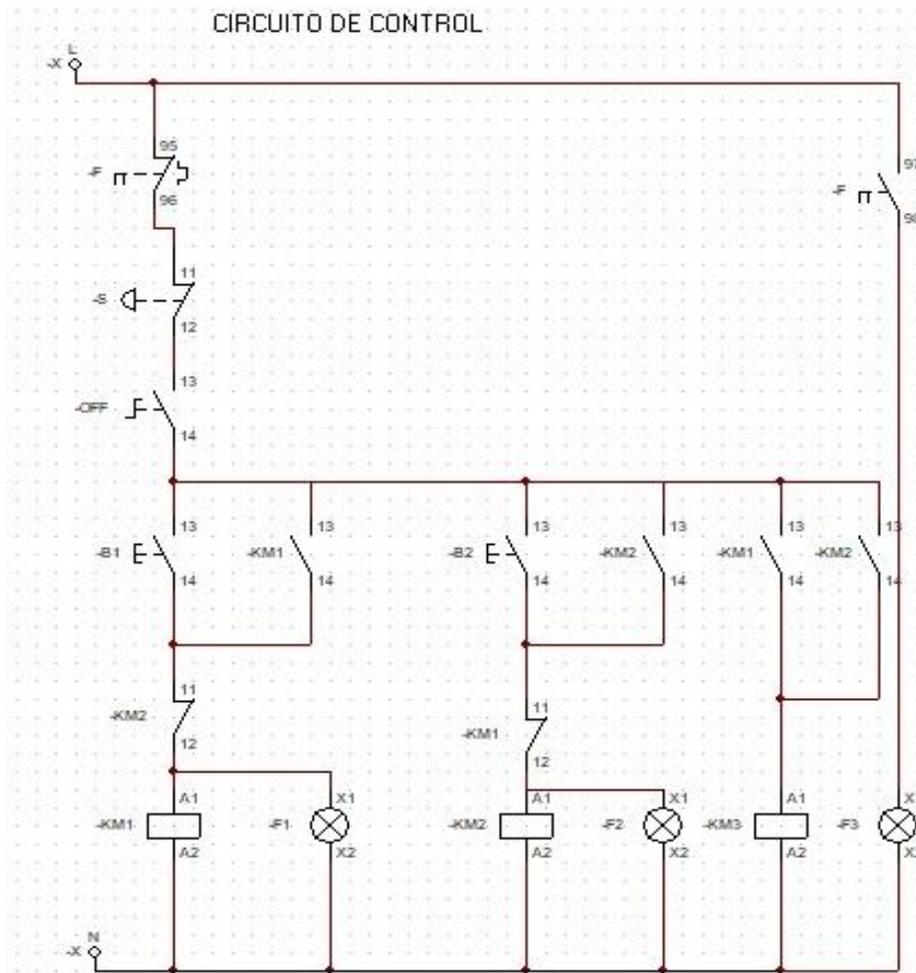


Fig. 3.14. Circuito de fuerza de control para la máquina.

El circuito de control representado al lado derecho posee la conexión del disyuntor representado por el interruptor 95-96 que como se ve en el circuito esta normalmente cerrado al funcionar correctamente el sistema, al haber una sobre tensión o una variación de corriente se abrirá y conmuta el interruptor 97-98 que desvía la corriente al neutro. Por otro lado, en cuanto al control se representa el botón de paro de emergencia representado como 11-12, el botón de encendido y apagado representado por 13-14, el botón de sentido de giro horario y el botón de sentido de giro anti horario también por 13-14, en paralelo se tienen los enclavamientos como interruptores normalmente abiertos que permite que solo se pulse una vez el botón de encendido y mantenga así alimentadas las bobinas en la parte inferior, como corresponda. Por último se tiene el enclavamiento que consiste en un interruptor normalmente cerrado en serie a la bobina y al circuito de botón en paralelo, esto con el fin de que nunca se pueda activar el circuito e invertir el giro a

menos que se pase por el botón de apagado, evitando así un corto circuito, pues, si se intenta presionar el botón para alimentar la bobina contraria a la activa no se podrá dar paso a la excitación de la bobina en cuestión pues dicho interruptor se encontrara abierto en este caso. Las conexiones deben realizarse con todos los elementos físicos siguiendo el circuito y se debe poseer un tablero de control donde se instalarán los componentes.

3.4.1. DIMENSIONAMIENTO DE LA ALIMENTACIÓN

Para dimensionar el cableado del sistema se sabe que se tiene que seleccionar de la tabla 430-148 del NEC 2017 la corriente a plena carga del motor monofásico, y ésta debe dimensionarse a un 1.25 para asegurar el buen funcionamiento de los conductores según la sección 430-22 del NEC 2017. Debido a esto se tiene que de la tabla 430-148 para un motor de ¼ de HP y para una tensión de 110 V se tiene que la corriente a plena carga es igual a:

$$I_c = 5.8 A$$

donde: I_c es la corriente a plena carga del motor.

Por lo tanto, la corriente de dimensionamiento del alimentador será igual a:

$$I_n = I_c(2.5)$$

$$I_n = 5.8(2.5)$$

$$I_n = 14.5 A.$$

donde: I_n es la corriente de selección para conductores, y

I_c es la corriente a plena carga.

Por lo tanto, de la tabla 310-16 se tiene que para una corriente de selección para conductores se tiene un calibre THHN calibre 14 para una temperatura de 75° C debido

a que es el calibre más fácil de encontrar en el país y este soporta una carga de hasta 30 A. Por lo tanto, se utilizarán 3 cables calibre 14 dos cables de fase y un cable neutro.

Para la tierra del circuito se examina con la corriente a plena carga la tabla 430-22 se selecciona de igual forma un THHN calibre 14.

3.4.2. DIMENSIONAMIENTO DE LA PROTECCIÓN CONTRA CORTO CIRCUITO

La protección del interruptor termomagnético o el disyuntor se dimensiona con el valor de la tabla 430-152 del NEC del 2017, en ésta se tiene diferentes tipos de motor y el valor de sobredimensionamiento que se debe aplicar según como corresponda. Para este caso, el motor es uno monofásico por ende se debe dimensionar al 250 por ciento, por lo tanto:

$$CB = 2.5(I_C)$$

$$CB = 2.5(5.8)$$

$$CB = 14.5 A$$

$$CB \cong 14.0 A$$

3.4.3. DIMENSIONAMIENTO DE LA PROTECCIÓN CONTRA SOBRE CARGA

Las protecciones para sobre carga se dimensionan con la corriente a plena carga y un factor de incremento de hasta un 125% de su valor correspondiente según el NEC, por lo tanto, el valor del relé térmico posee un valor de 4 A.

$$\text{Relé térmico} = 1.25(I_C)$$

$$\text{Relé térmico} = 1.25(5.8)$$

$$\text{Relé térmico} = 7.25 A$$

$$\text{Relé térmico} \cong 7 A.$$

3.4.4. DIMENSIONAMIENTO DEL CONTACTOR

El contactor puede dimensionarse en función de su aplicación y de su capacidad de corriente nominal por lo tanto mediante la corriente a plena carga y un factor de potencia de 200% el contactor seleccionado es de 5.8 A, en el mercado para una conexión 240 los contactores inician con una capacidad de 12 A, por lo que es el seleccionado para el proyecto.

$$\text{Contactor} = 2(5.8)$$

$$\text{Contactor} = 11.6 A$$

$$\text{Contactor} \cong 12 A$$

Por lo tanto, según el diseño y el dimensionamiento del sistema se necesitará lo detallado en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Elementos de componen los circuitos de potencia y de control.

Componente	Especificación	Unidad	Can.
Interruptor con auto enclavamiento	Interruptor con auto enclavamiento para los circuitos	Unidades	2
Interruptor termomagnético	Protección de 7 Amperios de 2 polos	Unidades	1
Interruptor termomagnético	Protección de 7 amperios 3 polos	Unidades	1
Guardamotor o disyuntor	Protección de 14 Amperios	Unidades	1
Contactor	Contactor de 12 Amperios	Unidades	3
Bloque de contactos	Bloque que amplía los contactos de los contactores dando a los mismos 2 contactos extra uno abierto y uno cerrado.	Unidades	2
Interruptor encendido	Interruptor verde tipo botón para encender el circuito de control	Unidades	2
Interruptor apagado	Interruptor rojo tipo botón para apagar el circuito de control	Unidades	1
Luces	Luces de control verde, ámbar y rojo.	Unidades	3

3.5. ANÁLISIS DE COSTOS

El total de costos comprendidos en el proyecto se divide en tres costos básicos de todo proyecto, los primeros costos son los que se refieren al gasto de materiales ya sean directos o indirectos, los segundos son los costos de mano de obra y los terceros son los costos de comercialización, cada uno de estos debe ser calculado por un método

independiente y se detallan en los títulos posteriores en este capítulo, la suma de cada uno da como resultado el costo total del proyecto y engloba su viabilidad de construcción.

3.6.1. COSTOS DE MATERIA PRIMA Y CONSUMIBLES

Son todos los costos directos e indirectos relacionados al consumo de materia prima y recursos de construcción para el proyecto, en éste se estiman desde los materiales para la construcción de cada componente como los consumibles que conlleva la fabricación de los mismos en caso de ser necesario, los costos han sido obtenidos de diversas fuentes tales como, proveedores de carácter nacional como ferreterías, así como proveedores de carácter estricto relacionados al rubro como lo son las empresas dedicadas a comercializar materias primas como el acero. El detalle de los costos por sistema se detalla en la Tabla 3.3. A continuación:

Tabla 3.3. Costos de materiales por elementos.

Elemento	Tipo	Descripción	Can.	P/U, \$	P/T, \$
Mesa	Materiales	Lámina lisa negra de 1 x 2 m y 1/4 pulg de espesor	1	250	250
		Tubo cuadrado 2 pulg de chapa 14 y 6 m de largo	2	35.00	70.00
		Tubo cuadrado 1 pulg de chapa 14 y 6 m de largo	1	29.00	29.00
	Consumible	Disco de corte de 4 ½ pulg x 1.0 mm	10	1.40	14.00
		Disco+C8:E31 pulifan 4 ½ x 7/8 pulg	3	4.85	14.55
		Electrodo 6013 3/32 pulg	3 lb	1.85	5.55
		Galón de pintura negro brillante 2000	1/2	13.00	13.00
Mesa móvil	Materiales	Lámina lisa negra 3/32 pulg de 12 x 30 cm	1	15.00	15.00
		Rodamiento 16005-2rs	4	14.30	57.20
		Acero SAE 1020 rectificado de Ø 25 150 mm	1	10.50	10.50
		Acero SAE 1020 de Ø 35 x 100 mm	1	8.30	8.30
		Seguros externos para eje de Ø 25 mm	4	0.80	3.20
	Consumible	Disco de corte de 4 ½ pulg x 1.0 mm	2	1.40	2.80
		Varilla de aporte inoxidable 308LT50 3/32 pulg	1 lb	9.60	9.60
	Argón de 144 lb	1	40.00	40.00	

Continúa.

Continuación.- Tabla 3.3. Costos de materiales por elementos.

Elemento	Tipo	Descripción	Can.	P/U, \$	C/T, \$
Caja protectora	Materiales	Lámina lisa de 4 pulg de ancho, 8 pulg de largo y 1/8 pulg de espesor	1	220.00	220.00
		Cierre para caja	1	9.75	9.75
		Bisagra de mariposa 2 x 2 pulg	1	6.25	6.25
		Acrílico de 10 x 44 cm de 5 mm	1	25.00	25.00
		Perno Allen tipo Button inoxidable 1/4 x 3/4 pulg	34	1.10	37.40
		Tuerca de seguridad inoxidable 1/4 x 3.4 pulg	34	0.18	6.12
		Chumacera de parche de Ø 1 pulg	4	25.67	102.68
	Consumible	Libra de varilla de aporte inoxidable 308 LT50 3/32 pulg	3	9.60	28.80
		Argón de 144 lb	1	40.00	40.00
		Disco de corte	3	1.10	3.30
Papel Victorite 1/8 pulg		1	49.95	49.95	
Silicón transparente		1	9.50	90.50	
Eje Sin fin	Material	Barra redonda de acero SAE 1045 de Ø 30 mm 1.60 m	1	65.00	65.00
Eje 2	Material	Barra redonda de acero SAE 1045 de Ø 30 mm x 0.75 m	1	45.00	45.00
Eje 3	Material	Barra redonda de acero SAE 1045 de Ø 30 mm x 0.55 m	1	37.85	37.85
Eje de Enrollamiento	Material	Barra redonda SAE 4140 de Ø1 pulg x 0.3 m	1	32.00	32.00
Engranaje Z16-08B	Material	AISI 4340 Ø 90 x 25 mm largo	1	30.00	30.00
Engranaje Z47-08B	Material	AISI 4340 Ø 140 x 25 mm largo	1	47.00	47.00
Engranaje Z20-08B	Material	AISI 4340 Ø 115 x 25 mm largo	1	38.00	38.00
Engranaje Z32-08B	Material	AISI 4340 Ø 110 x 25 mm largo	1	36.00	36.00
Engranaje Z30-08B	Material	AISI 4340 Ø 90 x 25 mm largo	1	30.00	30.00
Engranaje Z34-08B	Material	AISI 4340 Ø110 x 25 mm largo	1	36.00	36.00
Engranaje Z27-08B	Material	AISI 4340 Ø 90 x 25 mm largo	1	30.00	30.00
Motor-reductor	--	Weg modelo ARM 50C	1	367.82	367.82

Continúa.

Continuación.- Tabla 3.3. Costos de materiales por elementos.

Elemento	Tipo	Descripción	Can.	C/U, \$	C/T, \$
Sistema eléctrico	Material	Canaleta eléctrica de 40 de ancho y 3 m de largo	3	3.65	10.95
	Material	Tabla para componentes de 30 x 30 cm	1	24.00	24.00
	Material	cable THHN Calibre negro 14 3 m	3	0.35	1.05
	Material	cable THHN Calibre rojo 14 3 m	3	0.35	1.05
	Material	cable THHN Calibre blanco 14 3 m	3	0.35	1.05
	Material	Riel Din 3 m	3	.95	17.85
	Material	Borne de 0.2-10 mm para riel din	20	0.95	19.00
	Material	Tornillo auto róscate 8x1 mm	50	0.06	3.00
	Material	Guarda motor de 7 a 14 Amperios	1	83.95	83.95
	Material	Contacto 12 Amperios	3	32.95	98.85
	Material	Interruptor con auto enclavamiento	1	22.95	22.95
	Material	Interruptor termomagnético 7 Amperios, 2 polos	1	12.50	12.50
	Material	Interruptor termomagnético 7 Amperios, 3 polos	1	73.95	73.95
	Material	Interruptor de encendido	2	3.20	6.40
	Material	Interruptor de apagado	1	3.20	3.20
	Material	Luces piloto	3	34.95	104.85
				Total =	2441.72

3.6.2. COSTOS DE MANO DE OBRA

Los costos de mano de obra son aquellos implicados en la construcción directa de los elementos por parte de terceros. Entre los trabajos que se deben realizar para poder construir los elementos se mencionan algunos como, soldadura de acero al carbono y acero inoxidable, maquinado de piezas en máquinas herramientas como el torno, fresadora, trabajos de obra de banco como limado, corte, y taladrado de piezas de acero, entre otros, por lo que se ha realizado una investigación relacionada a los rubros que envuelven la construcción de estos elementos, cada uno de estos elementos posee el detalle de su fabricación en las secciones 3.0 a 3.6 y se presenta el costo de estas actividades por elemento en la Tabla 3.4, estos costos fueron calculados tomando en cuenta un trabajador de la industria metal mecánica que gana un salario de \$800.00 mensuales, con una jornada laboral de lunes a viernes de 8 horas, con derecho a prestaciones de ley y a séptimo día, tal y como el código de trabajo lo demanda.

Tabla 3.4. Costos de mano de obra por elementos de la máquina.

Elemento	Procesos de fabricación	Salario mensual, \$	Horas hombre	Costo mano de obra, \$
Mesa	Corte con sierra manual, soldadura TIG, ajuste y ensamble de elementos	800.00	8	26.64
Mesa móvil	Soldadura TIG, ensamble de los elementos, maquinado en fresadora.	800.00	24	79.92
Caja protectora	Maquinado en fresadora, ensamble de elementos, soldadura TIG.	800.00	32	106.56
Eje sin fin	Maquinado en fresadora y torno, ensamble de elementos.	800.00	8	26.64
Eje 2	Maquinado en torno y ensamble de elementos.	800.00	4	13.32
Eje 3	Maquinado en torno y ensamble de elementos.	800.00	4	13.32
Eje de enrollado	Maquinado en torno y ensamble de elementos.	800.00	4	13.32
Engranaje Z16-08B	Maquinado en fresadora	800.00	3	10.00
Engranaje Z47-08B	Maquinado en fresadora	800.00	5	16.65
Engranaje Z20-08B	Maquinado en fresadora	800.00	3	10.00
Engranaje Z32-08B	Maquinado en fresadora	800.00	5	16.65
Engranaje Z30-08B	Maquinado en fresadora	800.00	3	10.00
Engranaje Z34-08B	Maquinado en fresadora	800.00	5	16.65
Engranaje Z27-08B	Maquinado en fresadora	800.00	5	16.65
Sistema eléctrico	Armado del sistema eléctrico, y conexiones	800.00	8	26.64
			Total =	402.96

3.6.3. COSTOS DE COMERCIALIZACIÓN

En el caso de los costos de comercialización se ve involucrados todos aquellos costos relacionados indirectamente en la fabricación de los elementos, estos costos cubren casos tales como, la electricidad, costo de transporte de las piezas, depreciación de la máquina, y otros costos tales como, costos de utilización de herramientas menores tales como marcos con sierra, desarmadores, llaves fijas, llaves Allen, grasa, brochas, thinner, etc. El resumen de estos costos se ve reflejado en la Tabla 3.5.

Como costo final se ha determinado un valor de \$ 3347.06 el cual se obtiene de sumar los costos de materiales, de mano de obra y de comercialización, este valor refleja el costo total del proyecto el cual al no puede ser aplicable a análisis de viabilidad económica de proyectos debido

a que el beneficio social que implica el proyecto no puede calcularse por estos medios, la única comparativa que puede realizarse es mediante el precio general que posee una máquina para la fabricación de resortes, dicha comparativa se presenta en la Fig. 3.15, en la cual se denota la viabilidad el proyecto mismo.

Tabla 3.5. Costos de comercialización del proyecto.

Elemento	Costo, \$
Energía eléctrica	100.00
Costos de transporte	250.00
Depreciación de la máquinas	120.20
Otros costos	200.00
Total =	670.20

$$\text{Costo total del proyecto} = CDM + CDMO + CDC$$

donde: *CDM* es el Costos de materiales,

CDMO es el Costos de mano de obra, y

CDC es el Costos de comercialización.

$$\text{Costo total del proyecto} = 2441.72 + 402.96 + 670.20$$

$$\text{Costo total del proyecto} = 3514.88 \text{ Dolares}$$

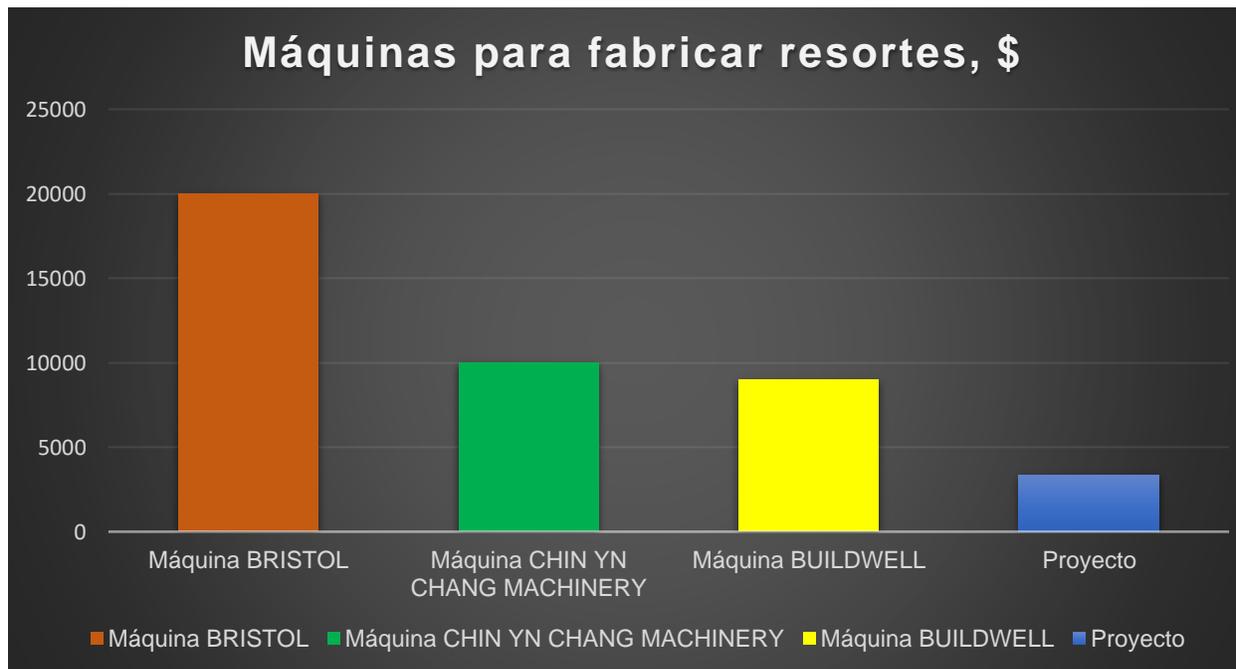


Fig. 3.15. Gráfica comparativa de precios entre máquinas en el mercado y el proyecto.

CONCLUSIONES

Finalizado este trabajo de graduación se puede concluir que:

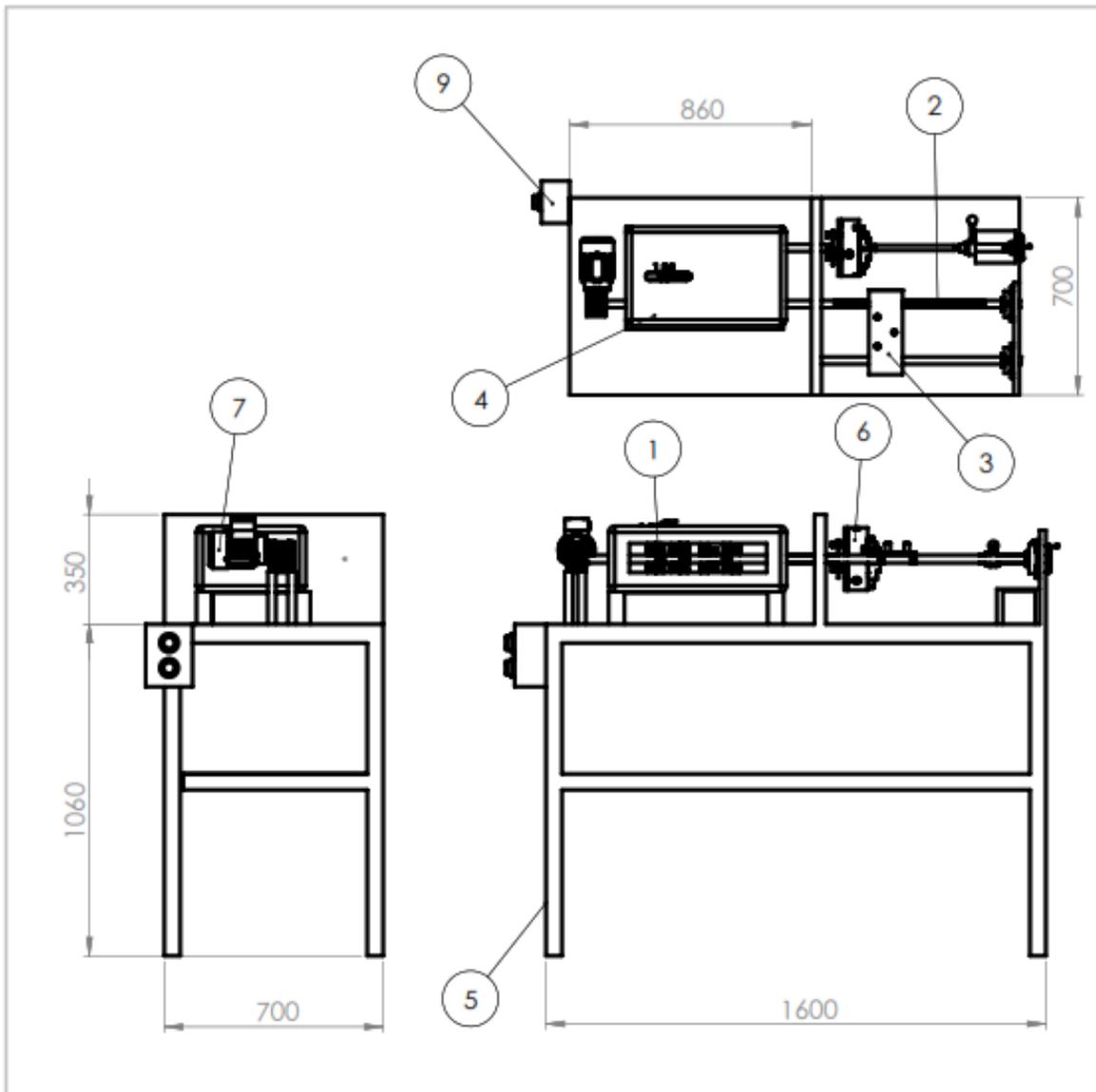
- Mediante la recopilación tanto teórica como también técnica referida al cálculo de variables de diseño, funcionamiento de la máquinas para fabricar resortes, aplicaciones de resortes más cotidianos en el uso de maquinaria y equipo, análisis de transmisión de engranajes y todas las teorías aplicadas al diseño de elementos de máquina se obtuvo como resultado un efectivo diseño de una máquina para fabricar resortes a compresión los cual se pueden fabricar de diferentes diámetros y pasos.
- Se ha diseñado una máquina para fabricar resortes a compresión, bajo características de diferentes pasos y diámetros con valores de 3, 4 y 5 mm, y de 18, 20 y 25 mm, respectivamente, lo cual se puede lograr mediante la caja de velocidades y las espigas intercambiables que corresponden.
- Se ha conseguido cumplir con un uso o funcionamiento didáctico y expositivo de la máquina mediante un valor de velocidad de 14 rpm en el eje de enrollamiento del alambre, lo suficientemente baja para cumplir estos requerimientos y sumado a un diseño que permite ver el funcionamiento de la misma a detalle (mediante la implementación de una caja de velocidades con cubierta de acrílico) para ejemplificar de forma adecuada la aplicación de los conceptos de procesos de fabricación y diseño de elementos de máquina.
- Los costos para comprar una máquina con estas aplicaciones son altos por lo que fabricar una máquina, aunque no sea automática es bastante rentable económicamente hablando ya que el proyecto tiene un valor de costo total de proyecto de \$ 3,514.88 el cual demuestra ser de menor costo que los precios en el mercado internacional; sin poder cuantificar el beneficio académico y social que produciría en la Escuela de Ingeniería Mecánica el cual no puede ser calculado, pero si refleja ser de gran valor.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Labanda, A. D. V. (2013). *Diseño e implementación de una máquina de resortes automatizada de pinzas para ropa*. Escuela Politécnica del Ejército.
- [2] Mefobo, S. (2020). *Steel Mefobo*, de <https://www.peru.masmuelles.com/historia-muelle-resorte#:~:text=Su%20utilizaci%C3%B3n%20en%20objetos%20motrices,funcionamiento%20basado%20en%20resortes%20helicoidales>.
- [3] Robert L.M. (2006). *Diseño de elementos de máquina*. Person education. México.
- [4] Gutekunst (2021). *Tipos de resortes*, de <https://info.formfedern.com/es/resumen-de-tipos-de-resortes/>.
- [5] Barreiro, J. A. (1975). *Aceros especiales y otras aleaciones*. Dossat.s.a, España.
- [6] Coronel, J. C. Z. (2005). *Diseño de una máquina automática para la fabricación de resortes helicoidales de compresión*.
- [7] CEAC (1980), *Dibujo Técnico*, Barcelona.
- [8] Holamantro (2021), *Holmatro Industrial*, de <https://www.directindustry.es/prod/holmatro-industrial-equipment/product-16432-1481407.html>.
- [9] Juvinall, Robert C. (1991). *Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica*.
- [10] inc, spring Works. (2015), *Materiales resortes tamaños y valores de resistencia*.
- [11] Solidwork. (2020). *Modelado 3D*, de <https://my.solidworks.com>.
- [12] Shigley. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica*, The McGraw-Hill.
- [13] Rexroth a Bosch. (2009). *Selección adecuada de un motor eléctrico*, de <https://www.roydisa.es/archivos/3012>.
- [14] Motovario. (2019). *Catálogo de motores motoravio*.
- [15] Aerotecnología. (2010). *Selección de contactor*, de <https://www.areatecnologia.com>.
- [16] Richard K. J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica*.
- [17] Vidri. (2007). *Almacenes Vidri*, de <https://www.vidri.com.sv>.
- [18] Norton R. L. (2009), *Diseño de máquinas "un enfoque integrado*.

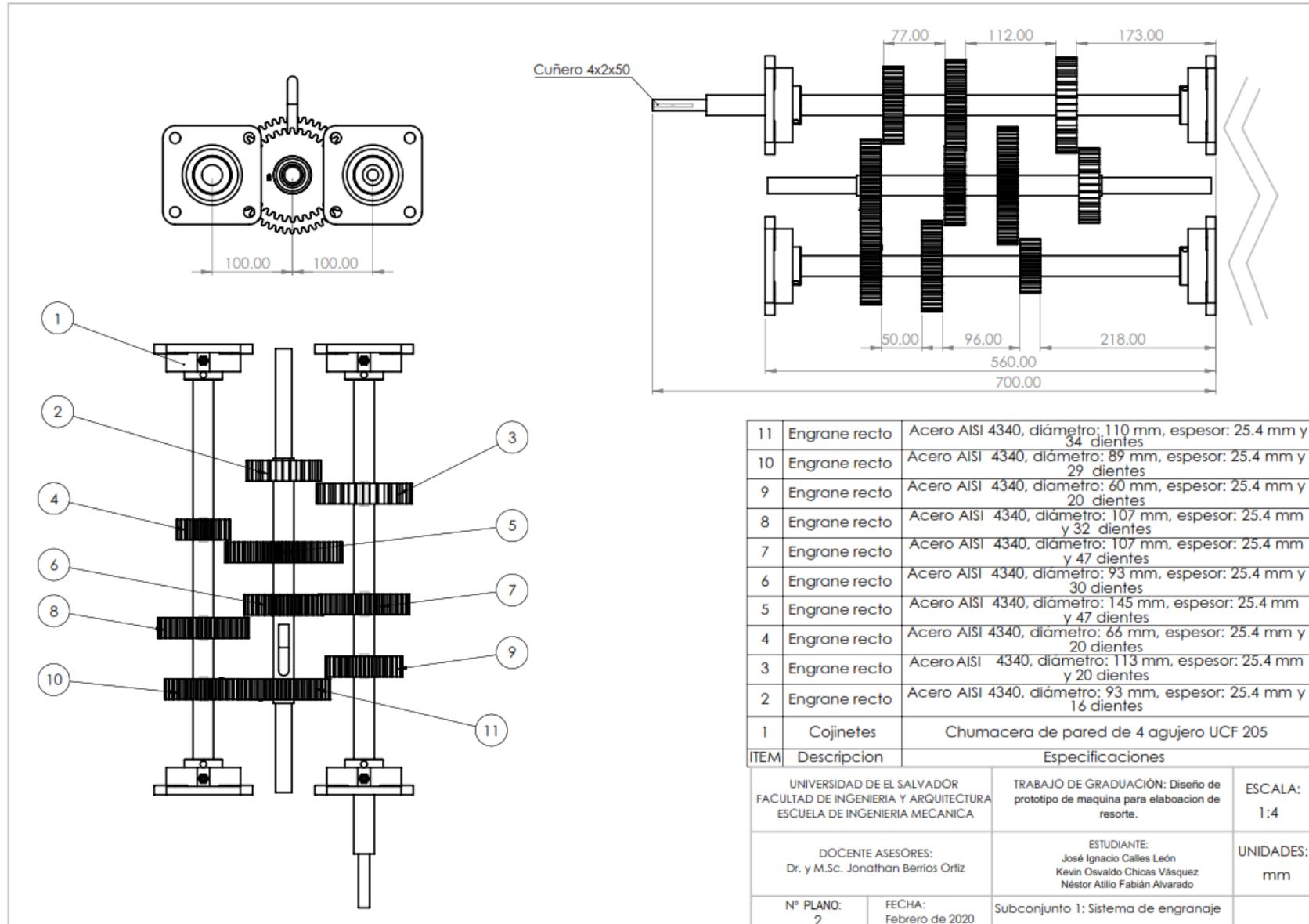
ANEXOS

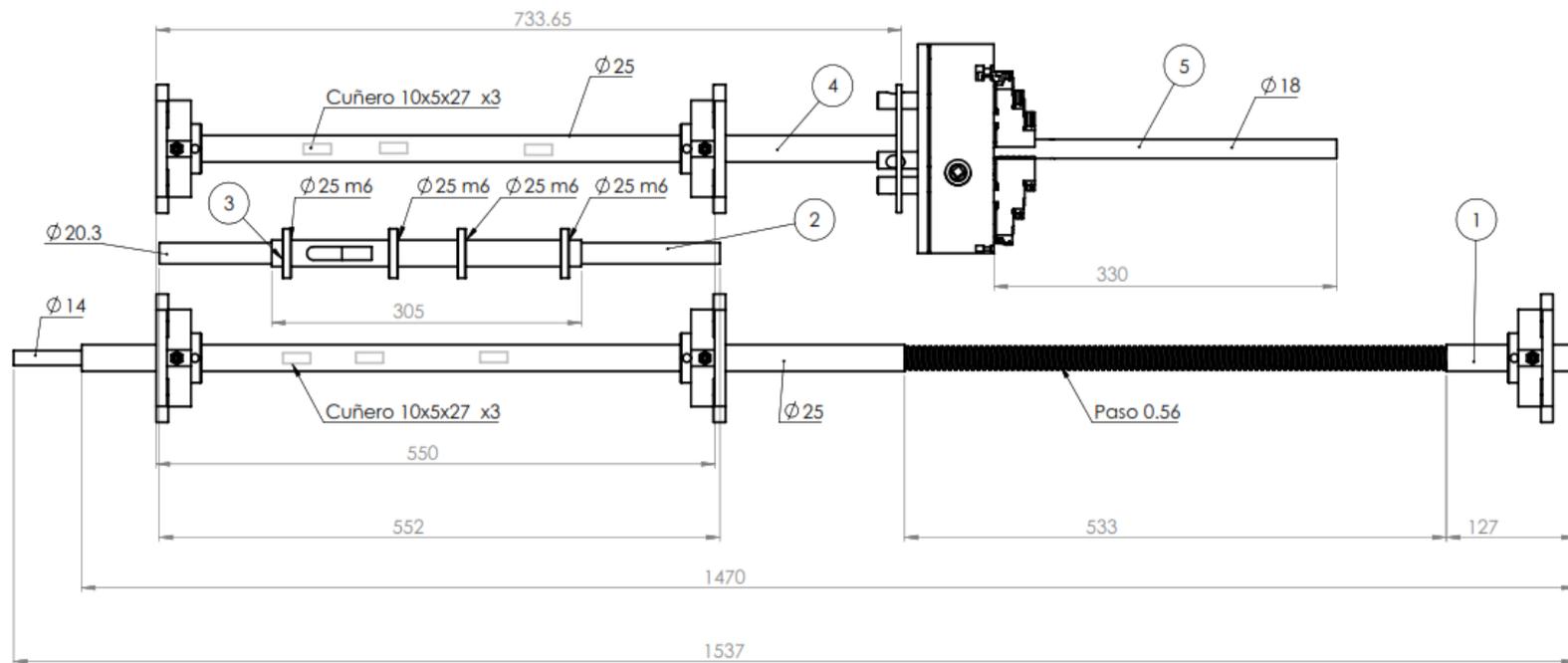
ANEXO A: PLANOS DE FABRICACIÓN



8	Contra punto	Marca Zooke, modelo: B0BQZP76C9
7	Motoreductor	0.25 HP monofásico 240 v, 1400 rpm
6	Plato K11-100Y	plato de $\varnothing 100$ mm de 3 mordaza
5	Mesa principal	Detalle 5
4	Caja reductora	Detalle 4
3	Mesa móvil	Detalle 3
2	Sistema de transmisión	Subconjunto 2
1	Sistema de engranaje	Subconjunto 1
ITEM	Descripción	Especificaciones

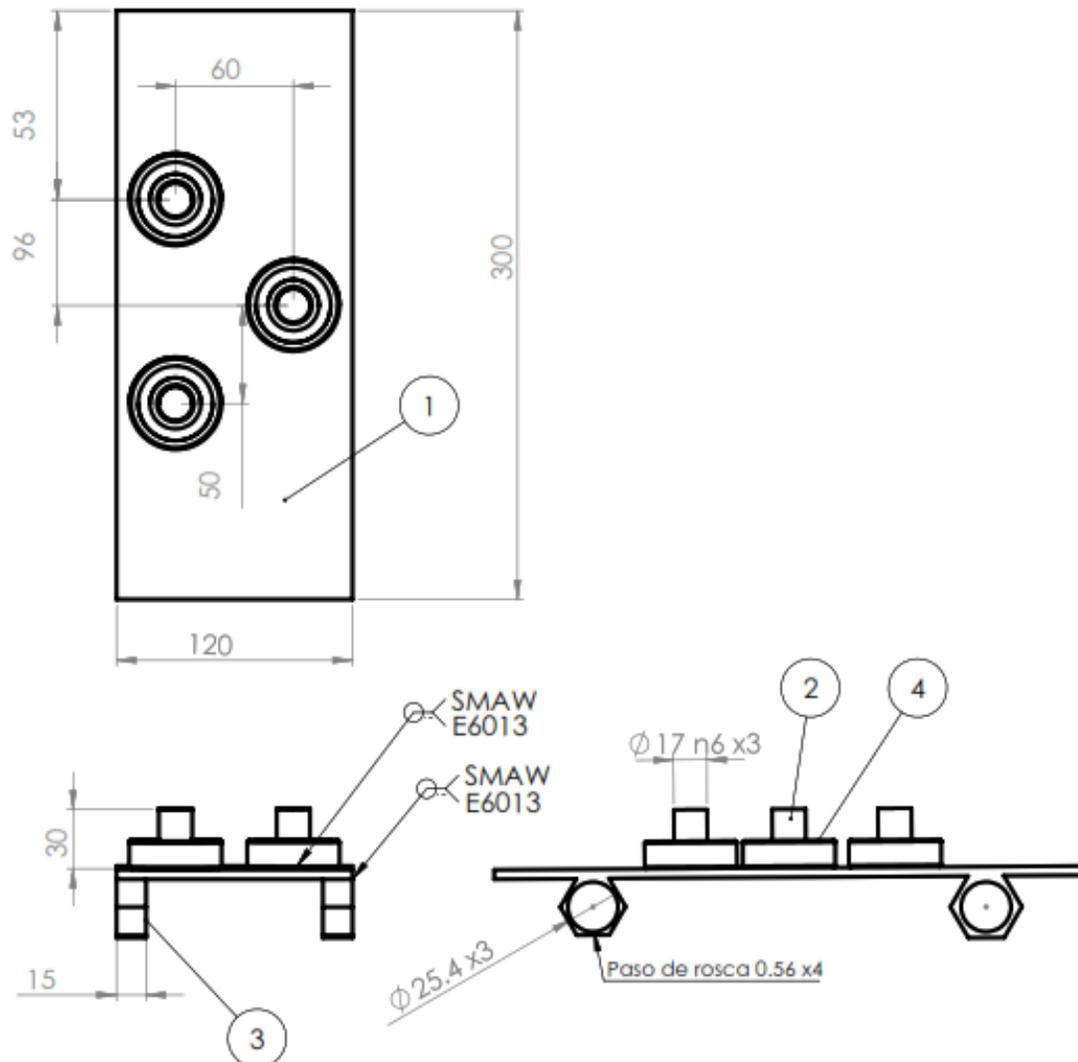
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: Diseño de prototipo de maquina para elaboración de resorte.	ESCALA: 1:18
DOCENTE ASESOR: Dr. y M.Sc. Jonathan Berrios Ortiz		ESTUDIANTES: José Ignacio Calles León Kevin Osvaldo Chicas Vásquez Néstor Atilio Fabián Alvarado	UNIDADES: mm
Nº PLANO: 1	FECHA: Febrero 20 de 2023	Conjunto A1: Maquina de resorte	



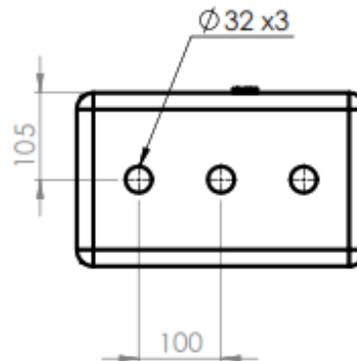
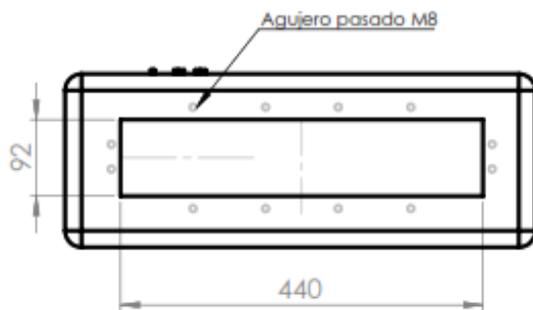
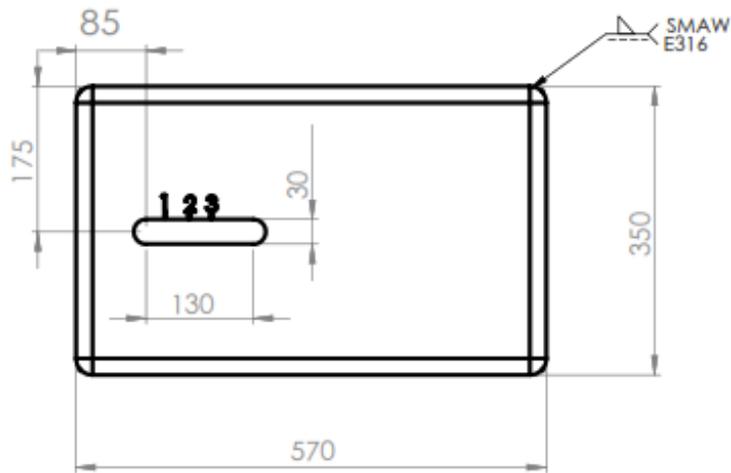


25 m6	+0.028
	+0.008

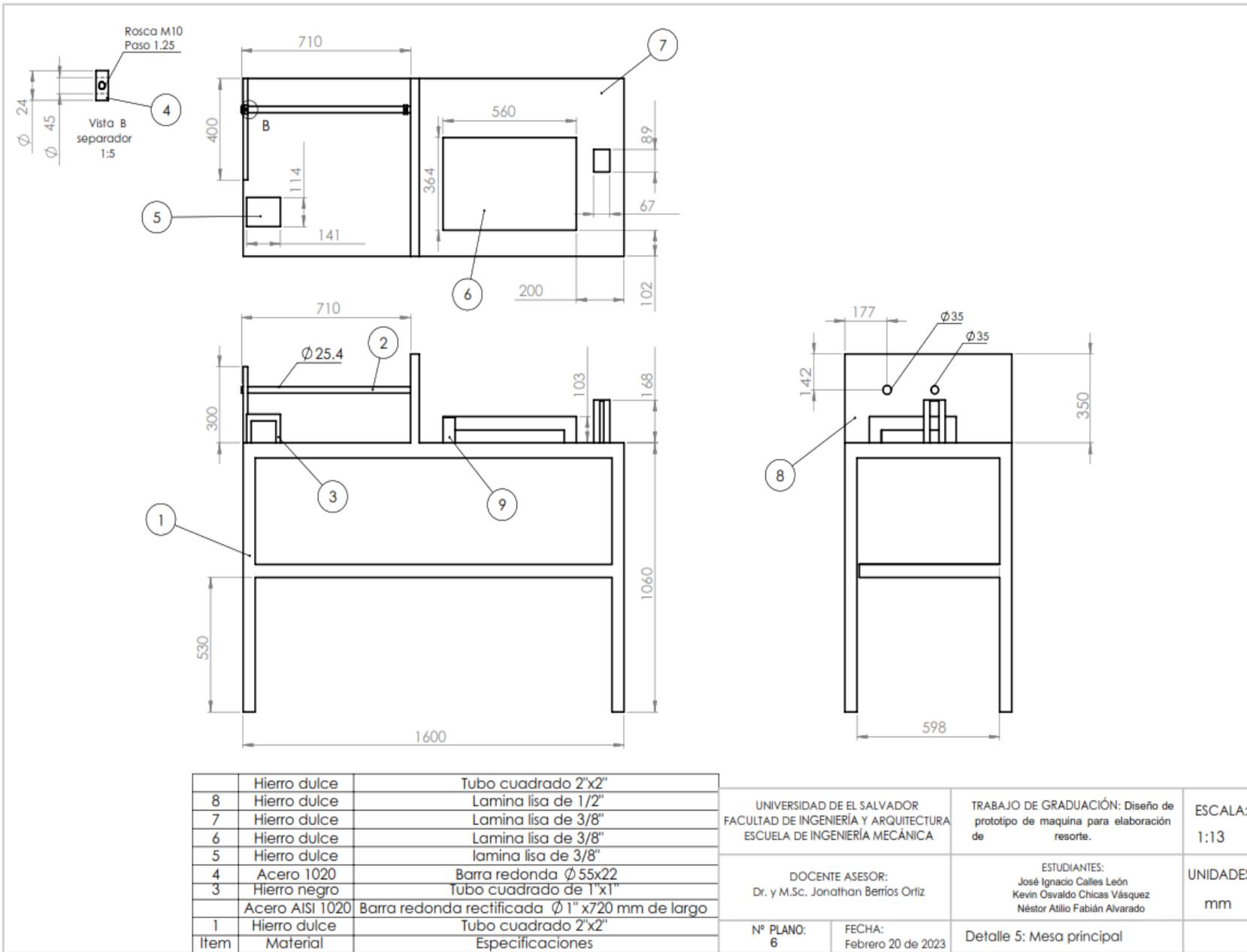
5	eje de enrollamiento	Acero SAE 4140	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	TRABAJO DE GRADUACIÓN: Diseño de prototipo de maquina para elaboración de resorte.	ESCALA: 1:4
4	Eje 2 plato	Acero AISI 1045 rectificado			
3	Rodamiento	balero de bola SKF 16005	DOCENTE ASESOR: Dr. y M.Sc. Jonathan Berrios Ortiz	ESTUDIANTES: José Ignacio Calles León Kevin Osvaldo Chicas Vásquez Néstor Atilio Fabián Alvarado	UNIDADES: mm
2	Eje 3 para cambio	Acero AISI 1045 rectificado			
1	Tornillo de potencia	Acero 1020 rectificado	N° PLANO: 3	FECHA: Febrero 20 de 2023	Subconjunto 2 : Sistema de ejes
ITEM	Descripción	Especificaciones			



n6	+0.023		
	+0.012		
4	Balero	Rodamiento 16005 -2rs	
3	Tuerca	Acero 1020 de $\phi 35\text{mm}$	
2	Pin	Varilla lisa negra de $\phi 25\text{mm}$	
1	Base	Lamina lisa negra de 3/32"	
ITEM	Descripción	Especificaciones	
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: Diseño de prototipo de maquina para elaboración de resorte.	ESCALA: 1:1
DOCENTE ASESOR: Dr. y M.Sc. Jonathan Berrios Ortiz		ESTUDIANTES: José Ignacio Calles León Kevin Osvaldo Chicas Vásquez Néstor Atilio Fabián Alvarado	UNIDADES: mm
Nº PLANO: 4	FECHA: Febrero 20 de 2023	Detalle 3.1: Mesa Móvil	



1 ITEM	Acero Inoxidable 304L Material	Lamina lisa de 4'X8' de 1/8" Especificaciones	
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: Diseño de prototipo de maquina para elaboración de resorte.	ESCALA: 1:7
DOCENTE ASESOR: Dr. y M.Sc. Jonathan Berrios Ortiz		ESTUDIANTES: José Ignacio Calles León Kevin Osvaldo Chicas Vásquez Néstor Atilio Fabián Alvarado	UNIDADES: mm
Nº PLANO: 5	FECHA: Febrero 20 de 2023	Conjunto A1: Maquina de resorte	



	Hierro dulce	Tubo cuadrado 2"x2"
8	Hierro dulce	Lamina lisa de 1/2"
7	Hierro dulce	Lamina lisa de 3/8"
6	Hierro dulce	Lamina lisa de 3/8"
5	Hierro dulce	lamina lisa de 3/8"
4	Acero 1020	Barra redonda ϕ 55x22
3	Hierro negro	Tubo cuadrado de 1"x1"
	Acero AISI 1020	Barra redonda rectificada ϕ 1" x720 mm de largo
1	Hierro dulce	Tubo cuadrado 2"x2"
Item	Material	Especificaciones

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: Diseño de prototipo de maquina para elaboración de resorte.	ESCALA: 1:13
DOCENTE ASESOR: Dr. y M.Sc. Jonathan Berrios Ortiz		ESTUDIANTES: José Ignacio Calles León Kevin Osvaldo Chicas Vásquez Néstor Atilio Fabián Alvarado	UNIDADES: mm
Nº PLANO: 6	FECHA: Febrero 20 de 2023	Detalle 5: Mesa principal	

ANEXO B: MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

MANUAL DE OPERACIÓN - MÁQUINA FABRICADORA DE RESORTES A COMPRESIÓN

Toda máquina debe poseer un manual de indicaciones generales que englobé buenas prácticas y uso debido de cada uno de sus componentes, con el fin de; resguardar el equipo, el producto final y lo más importante la seguridad del usuario, por lo que se detalla a continuación todo lo necesario para llevar a cabo este fin de forma óptima, por lo tanto, aseguré el cumplimiento de este manual a la hora de operar la máquina.

SEGURIDAD INDUSTRIAL EN LA MANIPULACIÓN DE LA MÁQUINA

Principalmente la seguridad industrial debe cumplirse a razón de minimizar los riesgos que conllevan la intervención de los diversos peligros que se tienen al operar la máquina. Para ello es importante empezar con identificar la señalización tanto de riesgos y peligros, cada una de las etiquetas mostradas en la tabla 1 deben tenerse en cuenta a la hora de identificar puntos de operación de alto riesgo a la hora de operar la máquina, esto conlleva a tener mucha cautela en cada uno de estos puntos.

Detalle de los riesgos asociados a la máquina.

Riesgo	Detalle	Pictograma
Atrapamiento mecánico	Riesgo de desarrollar atrapamiento por elementos mecánicos en rotación en manos, cabello, collares, pulseras, relojes o cualquier elemento susceptible a enredamiento por elementos móviles como engranajes, piezas en desplazamiento horizontal a velocidades considerables, elementos que roten, etc.	
Eléctrico	Riesgo relacionado a choques o descargas eléctricas por cables o elementos electrónicos. Evite manipulación en la zona a menos que se tenga el equipo dieléctrico adecuado.	

Para la manipulación del equipo también se debe considerar que se estará en constante exposición a peligros que pueden conllevar a accidentes laborales, dichos riesgos no pueden disminuirse únicamente con la precaución de la manipulación del equipo si no que, debe utilizarse un atenuante de riesgo en forma de equipo de protección personal (EPP), por lo que a la hora de manipular la máquina debe localizar la señalización indicada en la tabla 2 Y utilizar el EPP que en la misma se indique.

Señalización y EPP necesarios para la manipulación de la máquina.

Pictograma	Significado	EPP asociado	Situación para su uso
	Uso obligatorio de protección ocular	Gafas claras	Cuando manipule la máquina para su uso natural (fabricación de resortes). Cuando se apliquen o manipulen sustancias en el mantenimiento.
	Uso obligatorio de calzado de seguridad	Botas con cubo, zapatos con cubo.	Cuando manipule la máquina para su uso natural, debido a la manipulación de espigas metálicas y herramientas pesadas. Durante el mantenimiento de la máquina.
	Uso obligatorio de protección auditiva	Tapones auditivos	Cuando se encienda la máquina para su uso natural.

Descripción de los sistemas

La máquina conlleva un conjunto de subsistemas y elementos que pueden ser descritos en los sistemas detallados en la tabla 3. El operador debe estar familiarizado con cada uno de estos para el correcto funcionamiento de la máquina.

Descripción de los sistemas de la máquina.

Sistema	Descripción
Sistema de potencia y transmisión.	Es aquel que se compone por el motor eléctrico, la caja de velocidades y los tres ejes que en conjunto forman la transmisión de la máquina, gracias a él se pueden alcanzar las diferentes velocidades.
Sistema de eléctrico de control	Está constituido por la botonera de control con tres botones, el botón de giro a sentido horario, el botón de paro, el botón de inversión de giro y el botón de paro de emergencia.
Sistema de enderezado de alambre	Está constituido por la mesa móvil, el tornillo de potencia y los rodillos de enderezado, en éste se endereza y suministra el

	alambre de la bobina o del medio de alimentación que se disponga, este se acciona con el sistema de control.
Ejes	La máquina consta de dos ejes y un tornillo de potencia, en ellos se acopla los diferentes engranajes del sistema de potencia y transmisión. El eje central funciona con una palanca de accionamiento que se encarga de colocar la velocidad deseada en el sistema según como se indica en el detalle de la tabla 3. Según la velocidad que se disponga se conseguirá un diámetro de resorte como se detalla en dicha tabla.
Sistema de enrollamiento	Está constituido por el eje número uno, en éste se acopla mediante un plato de tres mordazas y un contrapunto las diferentes espigas que proporcionarán el diámetro deseado en el resorte.

Operación y manipulación de la máquina

Para manipular la máquina de forma correcta luego de identificar los riesgos asociados, el EPP a utilizar y los diferentes sistemas que lo componen se debe seguir los siguientes pasos de operación para el uso correcto de la máquina.

El sistema de control se esquematiza en la Fig. B.1. Y posee los siguientes botones:

- 1) Botón de giro hacia la derecha con luz color verde.
- 2) Botón de giro hacia la izquierda luz color ámbar.
- 3) Botón de paro con luz color roja.
- 4) Botón de paro de emergencia.

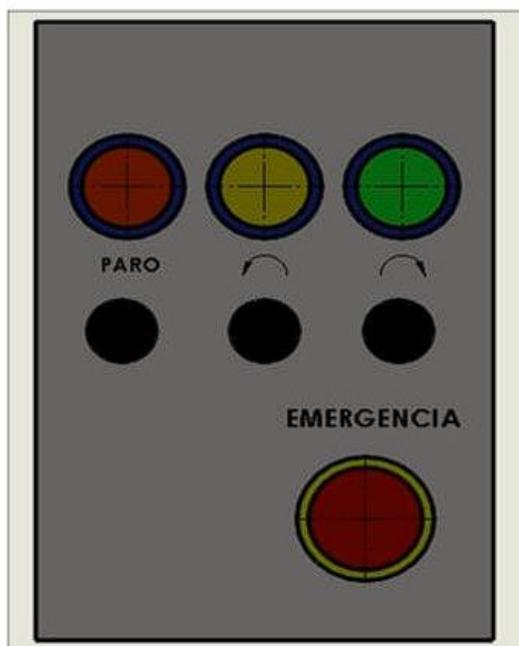


Fig. B.1. Panel de control o sistema de control de la máquina.

A. Verificación previa

Siempre debe realizar la siguiente verificación a la hora de usar la máquina:

- 1) Identificar el nivel de aceite en la caja de velocidades.
- 2) Identificar que se realizará el chequeo mensual del sistema eléctrico y de control de la máquina mediante la bitácora de trabajo.
- 3) Verificar que ningún elemento ajeno a la máquina este enredado en alguno de los elementos sujetos a rotación.
- 4) Identificar correcta iluminación en la zona de trabajo.
- 5) Despejar el área de operación (comprendida en un área de 3x1 metros) de cualquier persona ajena a la operación.

B. Operación de la máquina

Debe seguir las siguientes indicaciones en el orden citado para utilizar la máquina, manipulación en fases no indicadas no aseguran tanto el producto final como la seguridad del usuario.

- 1) Colóquese su EPP requerido según la acción a realizar, si utilizará la máquina para su uso natural, colóquese gafas de protección, utilice el calzado adecuado, y colóquese sus tapones auditivos.
- 2) Preparé las herramientas a utilizar, las cuales son: Llave para ajustar plato de 3 mordazas, tenaza con alicate, martillo de goma.
- 3) Ubique la probeta a realizar, con las especificaciones requeridas del resorte.
- 4) Ubique la velocidad deseada según el paso seleccionado, posterior a ello coloque la palanca del eje central en la posición que corresponda como se mira en la Fig. B.2. Las diferentes combinaciones de velocidades y pasos se muestran a continuación:

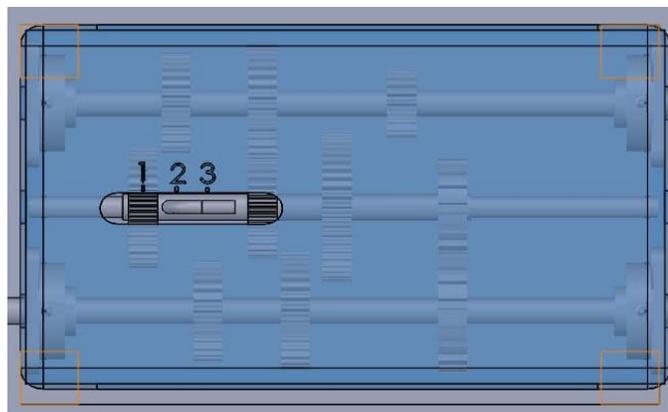


Fig. B.2. Caja de cambio de velocidades.

Posición	Paso deseado, mm	Velocidad de operación, rpm
1	5	17
2	4	21
3	3	29

- 5) Pruebe el giro del plato y la carrera de la mesa móvil la cual debe ir de derecha a izquierda por lo que debe girar con el botón anti horario.
- 6) Ajuste según el diámetro requerido la que será la espiga necesaria para conseguir ese diámetro al plato de tres mordazas, apriete con la llave el plato hasta conseguir una sujeción óptima, empuje el contrapunto para asegurar la espiga del siguiente extremo.

- 7) Coloque el alambre desde la bobina hasta el pin de atrapamiento en la espiga, hágalo pasar suavemente por cada rodillo de enderezado y sujételo con firmeza a la espiga, una vez el alambre este posicionado correctamente podrá dar paso a la fabricación del resorte.
- 8) Ajuste el tope de la máquina a la longitud requerida para que se detenga la mesa móvil.
- 9) Apriete el botón de giro y manténgase alejado de la zona de enrollamiento atento a cualquier no conformidad en el proceso. Tenga cuidado de acercarse a los ejes en movimiento, pues el riesgo de atrapamiento es alto.

Una vez el resorte se haya fabricado seguir el procedimiento de paro y desensamble como sigue:

- | |
|---|
| C. Procedimiento de paro y desensamble |
| <ol style="list-style-type: none">1) Una vez se llegue al tope de la mesa móvil pare la máquina con el botón rojo de paro en la botonera.2) Cuando el giro del plato cese, acérquese y verifique el resultado del resorte.3) Proceda a cortar con el alicate los extremos del resorte.4) Desmunte la espiga del contrapunto y del plato de tres mordazas.5) Retiré el resorte y procesa al paso de rectificación de los extremos del mismo.6) Despeje el plato de tres mordazas y toda la zona de herramientas o piezas que puedan afectar el giro y movimiento longitudinal de la mesa.7) Accione el botón de inversor de giro y retorne la mesa móvil a su posición original.8) Apague la máquina con el botón de paro en la botonera. |

Posterior al uso de la máquina debe realizarse la labor de mantenimiento preventivo que engloba la limpieza de la misma por lo que debe realizar lo siguiente:

- | |
|--|
| D. Limpieza y verificación de la máquina |
| <ol style="list-style-type: none">1) Verifique que este accionado el botón de paro de la máquina.2) Verifique que la mesa este en su posición de inicio.3) Limpie con una escobilla y una pala cualquier viruta desprendida en el proceso de corte, asegúrese de usar el EPP indicado.4) Verifique el nivel de aceite de la caja de velocidades.5) Si todo está correcto el procedimiento finaliza con despejar la máquina de cualquier herramienta y alambre sobrante.6) Sí identifica un inconveniente con el nivel de aceite o en cualquier elemento de la máquina notificar a mantenimiento inmediatamente. |



ADVERTENCIA

En caso de que se produzca un accidente en la máquina debe inmediatamente identificado el accidente utilizar el paro de emergencia mediante el botón de paro de emergencia descrito en la Fig. B.3. De inmediato debe notificar a los encargados de la máquina y disponerse ante cualquier ayuda que estos soliciten a la hora de socorrer al herido.



Fig. B.3. Botón para paro de emergencia.

MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA PARA FABRICAR RESORTES DE COMPRESIÓN

INTRODUCCIÓN

En la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de El Salvador los estudiantes realizan prácticas de laboratorio donde se ayuda a comprender los conceptos teóricos y a dinamizar el aprendizaje por medio de equipos mecánicos y eléctricos. A llevar a cabo estas prácticas de laboratorio los estudiantes pueden llegar a tener algún accidente o problema en el equipo. Es de importancia el mantenimiento preventivo y correctivo en los equipos ya que gracias a ello se puede garantizar que los equipos estén funcionando en perfectas condiciones y que permita realizar con seguridad las diferentes actividades a realizar.

El objetivo de este manual de mantenimiento es proporcionar un protocolo que brinde la oportunidad de centrar nuestra atención en la periodicidad de actividades que se deben ejecutar, para garantizar la mantenibilidad del equipo. De esta manera se darán pautas necesarias sobre las formas de realización, medición y distribución de los tiempos de mantenimiento, seguridad de los trabajos y aspectos a tener en cuenta para facilitar el mantenimiento.

BENEFICIO DEL MANTENIMIENTO

Es de mucha importancia el mantenimiento en los equipos y para ello también conocer cada una de las partes y cómo van ensamblan cada una de ellas, en la Fig. B. 4 se muestra el ensamble de la máquina de resortes. Entre los beneficios alcanzados al desarrollar un programa de mantenimiento efectivo se encuentran:

- a) Reducción de fallas inesperadas de los equipos.
- b) Aumento de tiempo medio de funcionamiento de la maquinaria sin paradas.
- c) Reducción de la cantidad de repuestos de reserva.
- d) El buen estado de los equipos durante su vida útil.

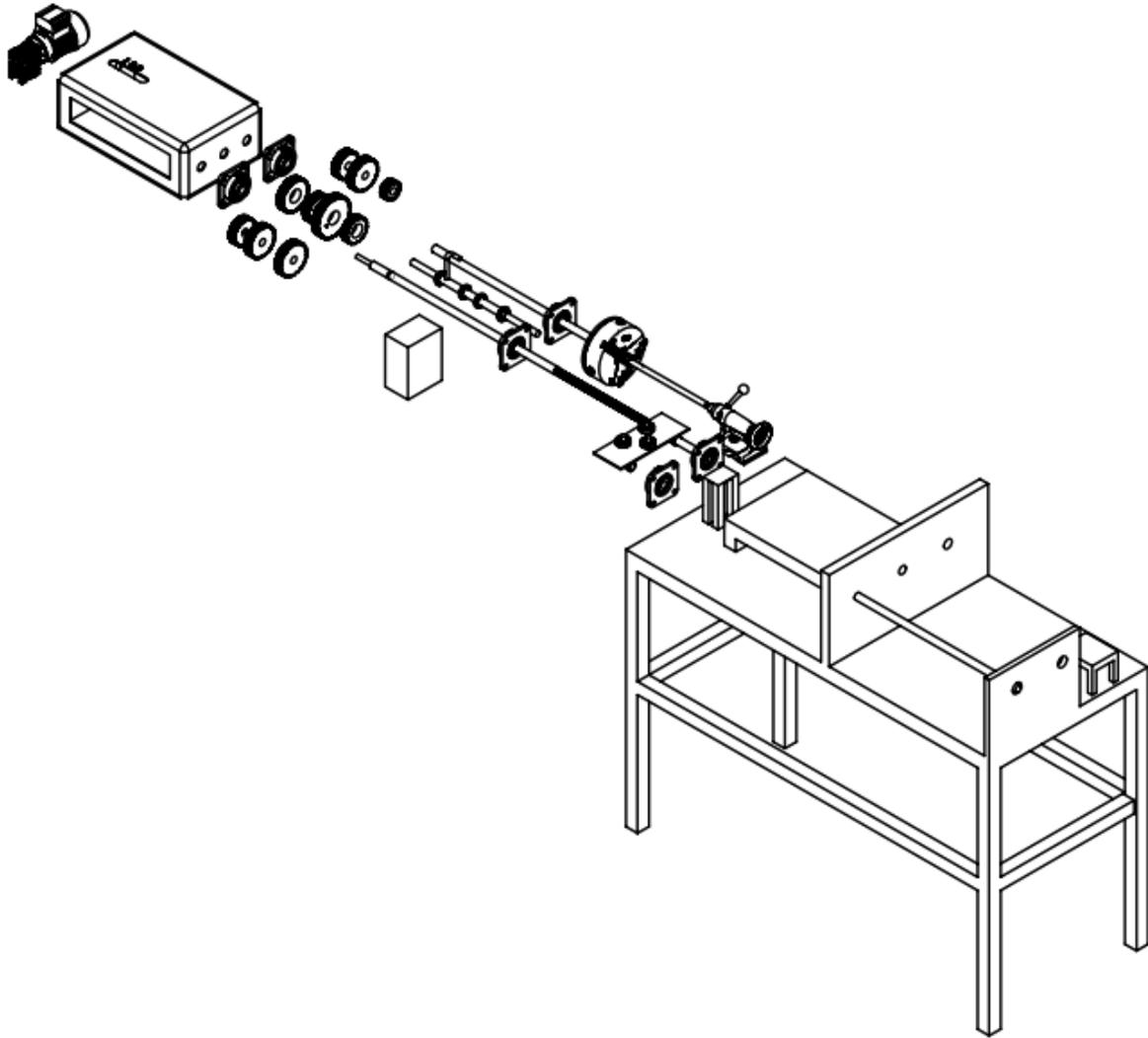


Fig. B.4. Dibujo de ensamble de la máquina para fabricar resorte.

RUTINAS DE MANTENIMIENTO	
Realice las tareas de mantenimiento regular.	Realizar las tareas de mantenimiento periódicamente según se indica en el manual de mantenimiento.
Cumplir con las reglas de seguridad	<p>Leer y cumplir con las reglas de seguridad en el instante de realizar las tareas de mantenimiento.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Utilizar todas las medidas de seguridad • Al momento de cambiar una pieza de la máquina utilice siempre su EPP.
Lubricación	<ul style="list-style-type: none"> • Engrase los baleros de las chumaceras utilizando una grasera manual hasta que en las graseras salga un poco de grasa. Se puede utilizar Grasa ABRO Heavy-Duty #2 permitiendo una temperatura máxima de 220 °C con una buena protección en condiciones húmedas y a la corrosión en altas y bajas velocidades. • Cambio de aceite de la caja de velocidad, se recomienda que el cambio del aceite se realizara cada 4 meses o dependiendo del uso.

	<p>El aceite que se recomienda para la caja de velocidades es el siguiente: Aceite Castrol ALPHASYN EP un lubricante sintético con una viscosidad EP 150</p> <ul style="list-style-type: none"> • Lubrique el tornillo sin fin con aceite lubricante ISO 68 que no permite la oxidación en las maquinas herramientas • Lubrique el contrapunto con aceite lubricante ISO 68 que no permite la oxidación en las maquinas herramientas • Cambio de aceite del moto-reductor se debe cambiar con una frecuencia de 4 meses y verificar que no presente ninguna fuga en los retenedores o el prisionero de llenado. <p>Para el motor reductor se utilizará el aceite: Aceite Castrol ALPHASYN EP un lubricante sintético con una viscosidad EP 150</p>
Engranajes rectos	Realizar una inspección frecuente del estado de los dientes de los engranes rectos, a fin de controlar su correcto funcionamiento.
Motoreductor	<ul style="list-style-type: none"> • El motoreductor se le debe verificar que no presente ningún ruido causado por los rodamientos o alguna fuga presente por los retenedores o el empaque de las tapaderas. <p>De ver alguna de estas anomalías debe de darse el mantenimiento de cambio de rodamientos y retenedores.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Verificar la corriente, el voltaje y la resistencia presentado en el motor para verificar su eficiencia de trabajo.

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO				
Elementos a verificar	Cada Uso	1 mes	4 meses	6 meses
Engrase de rodamientos		X		
Lubricación de tornillo sin fin	X			
Lubricación de contrapunto		X		
Cambio de aceite de caja de velocidades			X	
Cambio de aceite de moto-reductor.			X	
Limpieza externa	X			
Revisión de engranes rectos				X
Lecturas de corriente, voltaje y resistencia		X		
Revisión del aspecto físico general del equipo y sus componentes			X	

FORMATO DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO O CORRECTIVO

Cada vez que se realice el mantenimiento del equipo se debe identificar si está programado o es una falla fuera del programa de mantenimiento. Se llenará el formato presente cada vez que se realice las tareas de mantenimiento a ejecutar en la máquina con el fin de poder llevar un registro del mantenimiento de la máquina. Complemente con una X que así se requiere.

- 1) N° de mantenimiento. Indicar el número de servicio.
- 2) Tipo de mantenimiento. Especificar el tipo de mantenimiento correctivo o preventivo.

- 3) Fecha de inicio. Especificar la fecha de inicio del mantenimiento.
- 4) Fecha de finalización. Especificar la fecha de finalización del mantenimiento.
- 5) Nombre del encargo. Escribir el nombre del encargado de realizar el mantenimiento.
- 6) Descripción del servicio o falla. Describir la falla o el servicio a realizar.
- 7) Diagnóstico de la falla. Describir el diagnóstico de la falla.
- 8) Elementos a realizar mantenimiento: Elementos que se verán afectados por el mantenimiento.
- 9) Descripción del mantenimiento: Descripción del proceso desarrollado en el mantenimiento.
- 10) Firma responsable. El responsable de dar mantenimiento firmará el documento.
- 13) Observaciones. Cualquier imprevisto que surgiera en la realización del mantenimiento.

A continuación, se presenta el formato que se usa para el mantenimiento preventivo o correctivo según sea el caso.

No. de mantenimiento (1):

Tipo de mantenimiento (2): Preventivo Correctivo

Fecha de inicio (3): __/__/____ | Fecha de finalización (4): __/__/____ |

Nombre de la persona (5): _____

Descripción del servicio o falla (6): _____

Diagnóstico de la falla (7): _____

Elementos a realizar mantenimiento (8): _____

Descripción del mantenimiento (9): _____

Firma del responsable (10): _____

Observaciones (11): _____

