



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
BOBINADORA DE PRECISIÓN PARA RAFIA DE
POLIPROPILENO EN LA EMPRESA HIPLAS”**

VALENCIA MEDINA EDITH PATRICIA

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2015

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2015-04-08

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

VALENCIA MEDINA EDITH PATRICIA

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BOBINADORA DE PRECISIÓN
PARA RAFIA DE POLIPROPILENO, EN LA EMPRESA HIPLAS”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Diego Mayorga Pérez
DIRECTOR DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Isaías Caicedo.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Javier Orna.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: VALENCIA MEDINA EDITH PATRICIA

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BOBINADORA DE PRECISIÓN PARA RAFIA DE POLIPROPILENO, EN LA EMPRESA HIPLAS”

Fecha de Examinación: 2015-10-19

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITE DE EXAMINACION	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Diego Mayorga Pérez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Isaías Caicedo DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Javier Orna ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Diego Mayorga Pérez
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Valencia Medina Edith Patricia

DEDICATORIA

Dedico el presente trabajo a Dios y su misericordia al darme la oportunidad de haber culminado esta etapa en mi vida, a mis padres Glenda y Olmedo pilares de mi familia quienes con su apoyo incondicional me brindaron la fortaleza de cumplir el reto, a todos mis hermanos fuente de ejemplo y resistencia ante las adversidades que se presentaron en este difícil camino.

A mis sobrinos por darme paciencia y siempre darme ánimos y en especial a mi Carolina quien es el angelito que me ilumina con su sonrisa y ocurrencias a seguir adelante sin lamento, en fin a toda mi familia y amigos por sus consejos y amistad aquellos que estuvieron en las buenas y sobre todo en las malas.

Edith Patricia Valencia Medina

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil a la sociedad.

A los docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica por sus conocimientos impartidos especialmente a quienes me colaboraron al desarrollo de la tesis, como también a mi familia quienes me apoyaron tanto en sentido emocional como económicamente para la construcción del proyecto.

Sin olvidar a todos los amigos, compañeros y personas que me apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de mi vida.

Edith Patricia Valencia Medina

CONTENIDO

Pág.

1.	INTRODUCCIÓN	
1.1	Antecedentes	1
1.2	Justificación	1
1.2.1	Justificación técnica.....	2
1.2.2	Justificación económica.....	2
1.2.3	Justificación social.....	2
1.2.4	Justificación ecológica.....	2
1.3	Objetivos	2
1.3.1	Objetivo general.....	2
1.3.2	Objetivos específicos.....	2
2.	MARCO TEÓRICO	
2.1	Introducción	4
2.2	Rafia de polipropileno	5
2.3	Proceso de obtención de la rafia	6
2.4	Tipos de rafia	7
2.5	Bobinado	8
2.6	Funcionamiento de una bobinadora.....	9
2.7	Tipos de bobinadoras	10
3.	ESTUDIO DE ALTERNATIVAS	
3.1	Parámetros y requerimientos funcionales de la máquina bobinadora	13
3.2	Alternativas propuestas	14
3.2.1	<i>Bobinadora de una cabeza con caja guidora</i>	14
3.2.2	<i>Bobinadora con tambor guía e expulsión por palanca</i>	15
3.2.3	<i>Bobinadora con rodillo guidor y eje expandible</i>	17
3.3	Selección de la alternativa a diseñar	18
3.4	Capacidad de producción.....	19
3.5	Torque y potencia de carga.....	20
3.6	Características de carga.....	20
3.7	Determinación de la velocidad de bobinado	23
3.8	Instalaciones eléctricas y de control	23
3.9	Definición de las características de la bobina	25
3.10	Determinación del volumen del bobinado	25
3.11	Asignación del tipo de material	27
4.	DISEÑO DE LA MÁQUINA BOBINADORA DE PRECISIÓN	
4.1	Diseño del sistema de bobinado	28
4.1.1	<i>Diseño del eje de bobina</i>	28
4.1.2	<i>Diseño de la carcasa del eje de bobinado</i>	41
4.1.3	<i>Diseño del muelle a compresión</i>	50
4.1.4	<i>Selección rodamiento y chumacera eje de bobinado</i>	54
4.2	Diseño de los elementos del sistema de guiado	57
4.2.1	<i>Diseño del rodillo guidor</i>	59
4.2.2	<i>Selección del rodamiento del sistema de guiado</i>	67
4.3	Diseño de los elementos del sistema de freno y apoyo	70
4.3.1	<i>Diseño resorte a torsión</i>	71
4.3.2	<i>Diseño del resorte helicoidal cónico a tracción</i>	74
4.3.3	<i>Diseño de la placa de apoyo</i>	78

4.4	Diseño de la transmisión de potencia mecánica	80
4.4.1	<i>Cálculo de la potencia</i>	81
4.4.2	<i>Selección del motor</i>	84
4.4.3	<i>Diseño y selección de la transmisión de potencia</i>	84
4.5	Diseño de los pernos de sujeción	92
4.6	Diseño de la estructura.....	98
4.7	Diseño del circuito eléctrico.....	104
5.	CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE Y PRUEBAS DE LA BOBINADORA	
5.1	Generalidades.....	105
5.2	Construcción de la máquina bobinadora.....	105
5.3	Máquinas herramientas	106
5.4	Procedimiento para la fabricación	107
5.5	Flujograma para la construcción	111
5.6	Montaje de la bobinadora	113
5.7	Flujograma del proceso de montaje	115
5.8	Pruebas de campo.....	116
5.9	Análisis de resultados.....	117
6.	ANALISIS DE COSTOS	
6.1	Costos directos	118
6.1.1	Costo de materiales y accesorios mecánicos.....	118
6.1.2	Costo por mano de obra.....	124
6.1.3	Costo por máquinas-herramientas y equipos utilizados.....	124
6.1.4	Costo por transporte.....	125
6.1.5	Total costos directo.....	125
6.2	Costos indirectos	125
6.3	Costos totales	126
6.3.1	<i>Análisis de costos por operación y mantenimiento</i>	126
6.3.2	<i>Otros costos</i>	127
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
7.1	Conclusiones	131
7.2	Recomendaciones	131

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Medidas de Rafia 8
2	Análisis de la alternativa a diseñar 19
3	Valores de la tensión que resiste el material 22
4	Datos técnicos del rodamiento 57
5	Datos técnicos chumacera 57
6	Datos técnicos del rodamiento 70
7	Datos de la placa del motor seleccionado 84
8	Datos importantes de la cadena 89
9	Características del perno seleccionado 96
10	Cargas muertas 100
11	Cargas vivas 100
12	Elementos de control y potencia 104
13	Sistemas y componentes que constituyen la máquina bobinadora 106
14	Herramientas e instrumentos para mecanizado 107
15	Operaciones mecánicas y tiempo de construcción 108
16	Montaje de la estructura 113
17	Montaje del subsistema de bobinado 114
18	Montaje subsistema de guiado 114
19	Montaje subsistema de apoyo y freno 114
20	Montaje sistema motriz de la bobinadora 114
21	Montaje sistema eléctrico 115
22	Tiempo en realizar el montaje 115
23	Pruebas con cinta de 34 mm de ancho 116
24	Pruebas con cinta de 37 mm de ancho 117
25	Pruebas con cinta de 60 mm de ancho 117
26	Materiales sistema eje bobina 119
27	Materiales sistema rodillo guiador 120
28	Materiales sistema apoyo brazo y freno 121
29	Materiales placa base 122
30	Materiales estructura 122
31	Materiales transmisión de potencia 123
32	Materiales extras 123
33	Materiales eléctricos, control y potencia 123
34	Valor total de materiales 124
35	Valor por mano de obra 124
36	Valor por máquinas -herramientas 124
37	Valor total por gastos directos 125
38	Valor total por gastos indirectos 125
39	Consumo eléctrico 126
40	Valor producción mensual 126
41	Costo de operación y mantenimiento de la máquina 127
42	Depreciación anual de la máquina de bobinado 128
43	Costos fijos y variables de operación 129

LISTA DE FIGURAS

		Pág.
1	Rafia de polipropileno	5
2	Flujograma proceso de obtención de la rafia	7
3	Proceso de obtención de la rafia	8
4	Medidas de Bobinados Técnicos	9
5	Diseño de bobinado	11
6	Bobinadora de una cabeza con caja guiadora	14
7	Bobinadora con tambor guía e expulsión por palanca	16
8	Bobinadora con rodillo guiador y eje expandible	17
9	Ensayo en la Máquina Universal	21
10	Grafico ancho de la cinta & tensión	22
11	Tacómetro digital	23
12	Potenciómetro	23
13	Variador de Frecuencia	24
14	Tablero de Control de la máquina bobinadora	24
15	Características bobina inicial	25
16	Tamaño del ovillo de rafia	26
17	Propiedades mecánicas de algunos aceros laminados	27
18	Eje expandible vista isométrica	28
19	Fuerzas y reacciones aplicadas sobre el eje en voladizo	29
20	Fuerzas en el eje plano XY eje de bobinado	29
21	Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XY eje de bobinado	30
22	Fuerzas en el eje plano XZ eje de bobinado	30
23	Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XZ eje de bobinado	30
24	Tensión aplicada en el punto extremo	31
25	Fluctuaciones de los esfuerzos	31
26	Configuración del eje vista isométrica y vista 2D	33
27	Cambio de sección en el eje de bobinado	35
28	Cambio de sección en un eje sometido a a) flexión y b) torsión	35
29	Muesca en el eje para elementos de sujeción	36
30	Muesca para accesorios en un eje sometido a a) flexión y b) torsión	36
31	Fuerza y reacciones plano XY eje de bobinado	38
32	Deformación del eje en el plano XY eje de bobinado	39
33	Fuerza y reacciones plano XZ eje de bobinado	40
34	Deformación del eje en el plano XZ eje de bobinado	40
35	Fuerzas y reacciones actuantes sobre eje hueco	41
36	Fuerzas en el eje plano XY carcasa	42
37	Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XY carcasa	42
38	Fuerzas en el eje plano XZ carcasa	42
39	Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XZ carcasa	43
40	Tensión aplicada en el punto extremo	43
41	Vista isométrica carcasa del eje y vista interior	44
42	Vista longitudinal de la configuración eje expandible	47
43	Fuerza y reacciones plano XY carcasa	47

44	Deformación del eje en el plano XY carcasa Fuente: Autora.....	48
45	Fuerza y reacciones plano XZ carcasa Fuente: Autora	48
46	Deformación del eje en el plano XZ carcasa Fuente: Autor	49
47	Partes del muelle a compresión.....	50
48	Vista transversal eje flexible, con la chaveta	53
49	Longitud libre de la chaveta.....	53
50	Sistema de guiado de la rafia	57
51	Vista frontal conformación del eje	58
52	Fuerzas y reacciones aplicadas sobre el eje guiador voladizo	59
53	Fuerzas en el eje plano XY rodillo guiador	60
54	Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XY rodillo guiador	60
55	Fuerzas en el eje plano XZ rodillo guiador	60
56	Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XZ rodillo guiador	61
57	Vista isométrica rodillo guiador	61
58	Muesca sobre el eje.....	63
59	Muesca en un eje sometido a a) flexión y b) torsión	64
60	Fuerza y reacciones plano XY carcasa.....	65
61	Deformación del eje en el plano XY carcasa.....	66
62	Fuerza y reacciones plano XZ carcasa.....	66
63	Deformación del eje en el plano XZ rodillo guiador	67
64	Sistema de freno y apoyo	70
65	Vista derecha del brazo de freno con muelle.....	71
66	Partes del muelle de extensión	75
67	Gancho del muelle para el tensor	76
68	Vista frontal placa base	78
69	Placa con sus componentes en mallado ANSYS	78
70	Placa de apoyo con cargas en ANSYS.....	79
71	Placa de apoyo factor de seguridad en ANSYS Fuente: Autora	80
72	Deformación total de la placa de apoyo en ANSYS Fuente: Autora	80
73	Configuración eje expandible	82
74	Presentación del sistema de transmisión de potencia.....	84
75	Transmisión por correa.....	85
76	Transmisión por cadena	88
77	Descomposición de fuerzas aplicadas sobre los ejes en la placa base	92
78	Fuerzas de tracción plano XY sobre placa de apoyo	94
79	Fuerzas de tracción plano XZ sobre placa de apoyo	94
80	Vista isométrica de la estructura de la bobinadora con su motor.....	98
81	Vista lateral derecha de la localización del motor	99
82	Cargas muertas sobre la estructura en SAP 2000 v 10.1	99
83	Cargas vivas sobre la estructura en SAP 2000 v 10.1 Fuente: Autora	100
84	Factores de seguridad de la estructura en SAP 2000 v 10.1	101
85	Flujograma de la construcción de la estructura Fuente: Autora	111
86	Flujograma de construcción del Subsistema de bobinado	111
87	Flujograma de construcción del Subsistema de guiado	112
88	Flujograma de construcción del Subsistema de apoyo y freno.....	112
89	Flujograma de construcción del Sistema motriz de la bobinadora	113
90	Flujograma de construcción del Sistema eléctrico	113
91	Flujograma del montaje	115

SIMBOLOGÍA

A	Área	m^2
V	Volumen	m^3
ω	Velocidad angular	rad/s
S_{ut}	Resistencia última a la tensión (propiedad del material)	MPa
S_e	Límite de fatiga del elemento mecánico	MPa
S_y	Límite de resistencia a la fluencia	MPa
W_1	Peso promedio de una bobina de rafia	Kg
σ	Esfuerzo por flexión	kgf/m ²
λ	Esfuerzo por cortante	kgf/m ²
n	Coefficiente de seguridad	MPa
S_e'	Límite de resistencia a la fatiga de la probeta	MPa
σ_a, λ_a	Esfuerzos de amplitud de flexión y torsión	kgf/m ²
σ_m, λ_m	Esfuerzos medios de flexión y torsión	Kgf/m ²
$\sigma_{a \text{ equi}}$	Esfuerzo de amplitud equivalente	Kgf/m ²
$\sigma_{m \text{ equi}}$	Esfuerzo medio equivalente	Kgf/m ²
F	Fuerza ejercida	N
S_{sy}	Esfuerzo permisible al corte	MPa
I	Momento de inercia	m^4
N_a, N_t	Número de espiras	espir
δ	Longitud contraída del resorte	mm
G	Módulo de elasticidad por cortante	MPa
T	Torque	N.m
F_a	Fuerza axial	N
F_r	Fuerza radial	N
y	Flecha del eje	mm
M_f	Momento flector	N.m
a	Aceleración lineal	m/s^2
v	Velocidad lineal	m/s
α	Aceleración angular	rad/ s ²
S	Salvamento de la máquina	USD
P	Inversión inicial	USD
P_m	Producción mensual	USD/mes
P_a	Producción anual	USD/año
P_e	Punto de equilibrio	USD

LISTA DE ABREVIACIONES

AISI	Instituto Americano del Hierro y el Acero
AISC	Instituto Americano de la Construcción en Acero
ASTM	American Society for Testing Materials
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
ISO	Organización Internacional de Normalización
NTE	Norma Técnica Ecuatoriana
PA	Polamida
PE	Polietileno
PP	Polipropileno
SAE	Society of Automotive Engineers

LISTA DE ANEXOS

- A** Norma NTE INEN-ISO 2307
- B** Catálogo comercial de DIPAC
- C** Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga
- D** Fuerza ejercida para el ensanchamiento del eje expandible
- E** Material y coeficientes para diseño de muelles
- F** Material y dimensionamiento estandarizado de pernos
- G** Catálogo MERCURIO electricidad
- H** Plano Eléctrico
- I** Manual De Operación Y Mantenimiento

RESUMEN

“HIPLAS”, Hilos Plásticos Especializados, es una empresa dedicada a la fabricación de cuerdas y cordeles plásticos, que son obtenidos al extruir el polipropileno, pasándolo después por un horno de calentamiento que cambia sus propiedades físicas y tras pasar por un tren de estirado para finalmente obtener la rafia, la cual es enrollada de forma continua y correctamente distribuida, pudiendo seguir los procesos siguientes como son el torcido, trenzado y empaquetado resultando el producto final para su comercialización.

La fábrica cuenta con máquinas bobinadoras de una capacidad de carga de 5 Kg, estas bobinas de rafia alimentan de forma continua a las diferentes máquinas de los procesos siguientes, por lo tanto se necesitan de más bobinas para obtener el mismo artículo produciéndose una mayor cantidad de empalmes o amarres, es decir que no poseen la suficiente carga volumétrica.

Debido a la necesidad de mejorar la capacidad productiva de la máquina bobinadora se planteó aumentar la carga a 20 kg, y se realice un tejido de precisión ayudando a que la bobina fabricada tenga una forma cilíndrica y de distribución uniforme alcanzando una capacidad de carga adecuada, reduciendo los empalmes y mejorando el rendimiento de la operatividad y funcionalidad.

El desarrollo de esta mejora se estimó mediante el estudio mecánico de los elementos que componen la máquina bobinadora, analizando los parámetros que se requieren para diseñar y construir, seleccionando la mejor alternativa a efectuarse, elaborando los ensayos para determinar propiedades de la cinta de rafia como la fuerza de rotura, selección de elementos mecánicos, potencia y control.

Con el satisfactorio diseño y construcción de la máquina bobinadora de precisión se logró aumentar la productividad de carga en un 75%, reduciendo significativamente el problema de alimentación, y la notable mejora de la calidad del producto final, con una eficiencia aceptable.

ABSTRACT

"HIPLAS", Specialized Plastic Thread, is a company that works in the manufacture of strings and plastic cords which are obtained by extracting polypropylene, after passing it through a heating furnace changing its physical properties and after passing through a train stretching and finally get raffia, which it is wound continuously and properly distributed, it can follow the following processes such as the twisted, braided and packaging, resulting the final product for commercialization.

The factory has winding machines with a load capacity of 5 kg, these coils raffia continuously fed to different machines of the following processes, therefore more coils are needed for the same article producing a big quantity of joins or mooring, it means that they do not have enough volume charge.

Because of the need to improve the productive capacity of the winding machine was raised to increase the load to 20 kg, and it is made a precision tissue helping the manufactured coil that has a cylindrical shape and uniform distribution reaching an adequate load capacity, reducing the joints and improving operational performance and functionality.

The development of the improvement of it is estimated by mechanic study of elements of the winding machine, analyzing the parameters required to design and build, selecting the best choice to be made by developing assays to determine properties of the tape raffia as the breaking force, selection of mechanical elements, power and control.

The successful design and construction of precision winding machine load increase productivity by 75%, reducing significantly the problem of food, and the marked improvement of the quality of the final product with acceptable efficiency.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

En el constante crecimiento de las industrias y mercados es necesario dar soluciones convenientes al aumento en la producción capaces de aumentar, la eficiencia en los procesos colaborando en la economía interna, intensificando los artículos de mejor calidad, disminuyendo el tiempo, cambiando la ejecución artesanal mediante la tecnificación para la obtención del objeto final, la disminución de costos y tiempo.

La fabricación de cordeles en Chimborazo se comparte el mercado con otras cuatro fábricas instaladas en Quito y Guayaquil. Sin embargo, la producción local no abastece el consumo interno, aún se importan USD 1 400 000 en cuerdas; es decir, cerca de 50 toneladas anuales.

Al incrementar la producción se espera convertir en exportadores de cuerdas, aspirando enviar un 20% del total de la producción al extranjero, evitando la importación y llenando también el campo ferial nacional. (COMERCIO, 2004)

En miras a estas necesidades se han desarrollado máquinas con propósitos similares como en la industria textil tenemos bobinadoras de tela e hilo que encarrilan el producto para su comercialización, también en la industria del papel como la rebobinadoras y bobinadoras planas de rollos en donde enrollan y desenrollan grandes tambores de papel para su posterior corte, así entonces en la industria del plástico se han dispuesto máquinas a fines como es la bobinadora de rafia, bobinadoras de cordel, trenzadoras y torcedoras entre otras requeridas para la obtención de las cuerdas; en la fabricación del cordel una bobinadora es una máquina en donde se enrolla el polipropileno extruido en finas láminas llamada rafia, envolviendo el producto en forma precisa y compacta para someterlo a un trenzado donde se obtendrá cordeles de diferentes grosores.

1.2 Justificación

En el marco de encontrar las razones necesarias que sustenten y respalden el proyecto, donde se plantea una solución a un problema técnico de productividad, por lo que es importante abarcar diferentes aspectos como:

1.2.1 Justificación técnica. Con la construcción de la máquina se dispondrá de las finas láminas de polipropileno en forma que pueda seguir al proceso de trenzado de una manera adecuada, enrollándola de tal forma que no haya enredo de sus fibras, consiguiendo una bobina con una distribución constante.

1.2.2 Justificación económica. El desarrollo y construcción de la máquina bobinadora, es factible en la economía interna de la empresa pues esta adquisición se verá reflejado en el análisis costo beneficio y mejora en el tiempo de producción, así como reducir el porcentaje de desperdicio del material que no puede ser reciclado al cien por ciento.

1.2.3 Justificación social. En la elaboración del proyecto se contribuirá al crecimiento de la empresa, ofertando plazas de trabajo por incremento de la producción además de cuidar la integridad física del operador que está en constante riesgo en el manejo de los mecanismos de bobinado.

1.2.4 Justificación ecológica. En la construcción y montaje de la máquina se considerará los más adecuados procesos de fabricación y maquinado así también la acertada selección de componentes eléctricos como su motor motivando el ahorro energético, así mismo el futuro reciclaje de la misma al finalizar su vida útil.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general.

Diseñar y construir una máquina bobinadora de precisión mediante el estudio mecánico para mejorar la productividad del bobinado de rafia extruida de polipropileno, con una eficiencia aceptable.

1.3.2 Objetivos específicos.

- Analizar los parámetros que se requieren para diseñar y construir una bobinadora de precisión.
- Realizar un estudio de alternativas para seleccionar una bobinadora adecuada a las necesidades de la empresa.

- Efectuar los ensayos para la determinación de la fuerza de rotura de la rafia necesaria para el diseño de la máquina bobinadora.
- Elaborar el diseño y selección de los elementos mecánicos, transmisión de potencia y control de una bobinadora.
- Realizar la construcción y ensamblaje de los elementos mecánicos de la máquina bobinadora de precisión.
- Instalar los componentes eléctricos y de control del proceso de bobinado
- Ejecutar pruebas de funcionamiento de la máquina.
- Analizar los costos del equipo.
- Realizar un manual de operación y mantenimiento de la máquina.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Introducción

HIPLAS, es una empresa que produce cuerdas que se comercializan en el Ecuador cada año. Aquí es donde se elaboran cordeles de fibra de plástico de diferentes grosores y tejido para distintos usos como la ganadería, agricultura, ferretería, embalaje de productos y otros.

La fábrica está ubicada en el Cantón Guano, Provincia de Chimborazo, hace diez años atrás era reconocido el sector por la cantidad de familias que se dedicaban a la manufactura de cordeles de manera artesanal, con las pencas que se daban por el sector, obteniendo la cabuya para realizar su trabajo.

Por la creciente demanda de este producto más el tiempo de elaboración que tomaba hacerlo de forma artesanal este proceso se fue industrializando para sustituir los cordeles de cabuya para hacerlos de plástico.

En miras de la tecnología se decidió hacer uso de las máquinas que se sabían se usaban en otras provincias y que realizan los mismos trabajos así es como se inició una microempresa, que hoy comparte el mercado con fabricas localizadas en Quito y Guayaquil, quienes no abastasen el consumo nacional. (COMERCIO, 2004).

En base a esta razón se realiza una inversión para expandir la industria y ganar espacio en el mercado local, con la adquisición de nueva maquinaria, tecnología, materia prima, infraestructura física da la idea de elevar la producción.

Para lograr esta tarea la empresa necesita aumentar su productividad con la ventaja de las máquinas especialmente con la bobinadoras que es donde se dispone el material que procede del sistema de extrusión para luego colocarlos en las otras máquinas de los procesos de creación del producto como son las trenzadoras, ovilladoras y otras; la bobinadora de precisión que se diseñará y construirá corresponde al aumento de polipropileno extruido conocido como rafia, con una capacidad de rollo 20 kg lo que da un incremento de bobinado dando a las otras máquinas una alimentación continua.

Para ello incurrimos en el campo del diseño así como la investigación y recopilación de información referente al funcionamiento de una bobinadora, los principios de sus elementos mecánicos como también lo pertinente al control e instalaciones eléctricas que lleva, el mecanizado y montaje de los elementos, realizar pruebas para garantizar el cumplimiento de los objetivos.

2.2 Rafia de polipropileno

Figura 1. Rafia de polipropileno



Fuente: HIPLAS, 2010

- Definición de Rafia. Es el producto que se obtiene al extruir el polipropileno homopolimero, al que se le ha dado un tratamiento especial al pasarlo por un horno de calentamiento y posteriormente ir al tren de estirado, para después ser bobinado y procesado.
- Polipropileno homopolimero. Es un polímero termoplástico que contiene sólo monómeros de propileno a lo largo de su cadena polimérica. Su estructura presenta un alto grado de cristalinidad, lo que se traduce en el aporte de rigidez y dureza a la pieza elaborada, pero exhibe pobre resistencia al impacto a bajas temperaturas y su transparencia no es suficiente para algunas aplicaciones.

Propiedades del polipropileno:

- ◆ Material semi-cristalino con un porcentaje de cristalinidad igual al 60-70%.
- ◆ Temperatura de fusión: 168°C

- ◆ Densidad: 0,946 g/cm³
- ◆ Presenta alta resistencia a la temperatura
- ◆ Puede esterilizarse por medio de rayos gamma y óxido de etileno.
- ◆ Tiene buena resistencia a los ácidos y bases a temperaturas debajo de 80°C.
- ◆ Tiene pocos solventes orgánicos lo pueden disolver a temperatura ambiente.
- ◆ Posee buenas propiedades dieléctricas.
- ◆ Su resistencia a la tensión es excelente en combinación con la elongación.
- ◆ Su resistencia al impacto es buena a temperatura ambiente, pero a temperaturas debajo de 0°C se vuelve frágil y quebradizo.

Aplicaciones del polipropileno homopolímero:

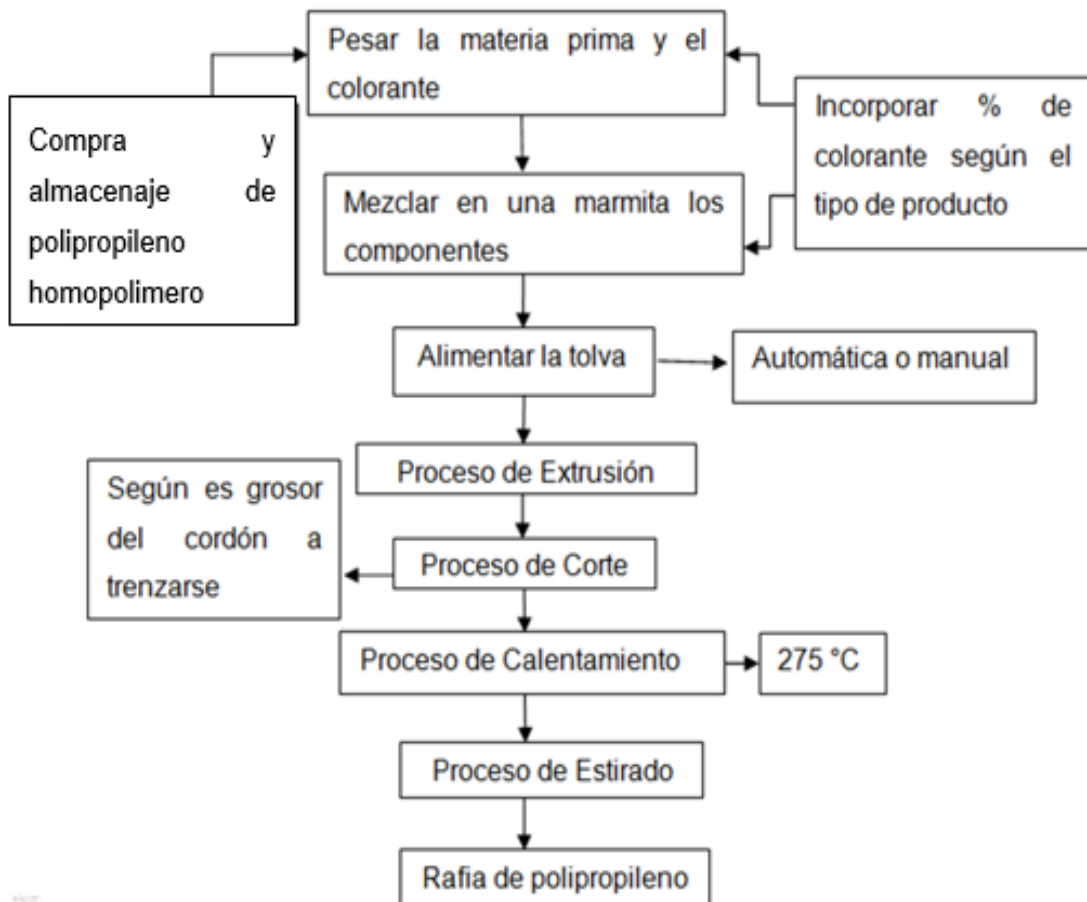
- a) Película
- b) Fundas
- c) Rafia
- d) Productos médicos (jeringas, instrumentos de laboratorio, envases, etc.)
(SANTIAGO)

2.3 Proceso de obtención de la rafia

Para poder obtener la rafia primero el polipropileno es pesado y mezclado con los respectivos colorantes según el producto que se va a obtener, luego se alimenta la tolva con esta mezcla donde previamente se ha calentado la extrusora, este es un proceso continuo en donde se produce una lámina de plástico, que es enfriada por un baño de agua, continua a un primer tren de rodillos donde se seca el agua, al seguir a los siguientes tambores es donde se le divide a esta lamina mediante corte a la dimensión que se requiere, posteriormente pasa por una plancha de acero que está a una temperatura de 275 °C aproximadamente, tomando aquí las propiedades de rafia, pues

se modifica físicamente el material, pasa a un último tren de estirado para continuar al bobinado, el proceso se lo interpreta resumidamente mediante la figura 2 y 3.

Figura 2. Flujoograma proceso de obtención de la rafia



Fuente: Autora

2.4 Tipos de rafia

- Rafia de PE (Polietileno). Polímero ideal para la intemperie gracias a su buen comportamiento ante los diferentes agentes meteorológicos, estando especialmente indicado para el sector agrícola.
- Rafia de PP (Polipropileno). Esta rafia se caracteriza por tener un menor peso específico, pudiendo ofrecer un acabado tanto en torcido como plano.
- Rafia de PA (Polamida). Esta rafia destaca por su gran flexibilidad además de ser altamente resistente a la fricción. Cabe destacar la posibilidad de teñir en el color que se desee.

- Rafia Biodegradable. Esta rafia está concebida principalmente para la agricultura por ser un material biodegradable que no precisa ser retirado y a su vez es absorbida directamente por la tierra como compuesto orgánico. (HILOS TÉCNICOS S.M., S.L., 2013).

Figura 3. Proceso de obtención de la rafia

Proceso de obtención de la rafia de polipropileno	
Mezclar en una marmita los componentes 	Alimentación de la tolva y proceso de extrusión 
Proceso de Corte 	Proceso de Calentamiento 
Proceso de Estirado 	Rafia de polipropileno 

Fuente: Autora

Tabla 1. Medidas de Rafia

Materia prima	Medidas
Polamida	A partir de 500 denier* por el ancho deseado
Polietileno	A partir de 280 denier por el ancho deseado
Polipropileno	A partir de 1000 denier por el ancho deseado
Biodegradable	Dependiendo de la materia prima

*Denier: 1 gramo por 900 metros

Fuente: HILOS TÉCNICOS S.M., S.L., 2013

2.5 Bobinado

Definición:

Bobina.- del francés, una bobina es un cilindro de hilo, cable o cordel que se encuentra arrollado sobre un tubo de cartón u otro material. También se conoce como bobina de al rollo de papel continuo que utilizan las rotativas y al rollo de hilo u otro componente que exhibe un orden determinado. (WordPress, 2008-2015)

Ovillo.-es un paquete de hilazas, generalmente sin alma, de características determinadas que permiten desenvolverlos con facilidad (NTE INEN 205, 1977)

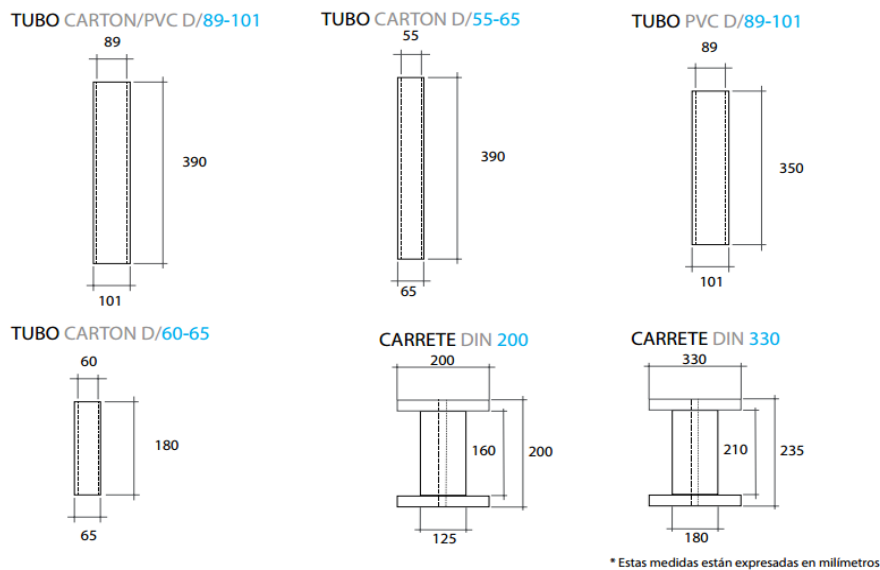
Ovillado.- es la acción de disponer las hilazas en ovillos

Bobinado.-realizar una bobina u ovillo especialmente preparado para la extracción central del hilo, lo que permite mantener la forma del ovillo durante su uso.

Es el proceso para crear piezas cilíndricas o recipientes en forma de botella y tuberías, en donde se tiene un mandril cilíndrico giratorio al cual se le alimenta con filamentos de fibra continuos. (DONATO, 2008)

En la actualidad básicamente el proceso de bobinado es altamente automatizado, lo que permite enrollar las fibras en ángulos de embobinado precisos y con altos índices de producción.

Figura 4. Medidas de Bobinados Técnicos



Fuente. Hilos Técnicos S.M., S.L., 2013

2.6 Funcionamiento de una bobinadora

En muchos sectores, por ejemplo en la industria del plástico, textil, papel o chapa, es necesario enrollar y desenrollar material de forma continua para su posterior procesamiento. Para evitar una rotura de material, el bobinado debe tener lugar sin sacudidas, la fuerza de tracción debe mantenerse siempre constante, así como la alimentación continua y uniforme.

Una bobina consta de tres sistemas fundamentales:

- **Destronamiento o expulsor:** En este sistema se pone la cinta o fibra que será trasladado a otro carrete, el movimiento de este se debe ser capaz de ayudar a sacar el ovillo del eje sobre el cual se bobina mediante varios sistemas como al contraer las paredes de un eje expandible o con una palanca que empuja la bobina ayudándola a salir.
- **Enrollador:** Este sistema consiste en la recepción de fibra, es la operación encargado de dar el movimiento giratorio para enrollar el filamento donde este trabajará con variación de velocidad sea de manera automática o manual, según la dimensión que vaya tomando la bobina de rafia.
- **Sistema de guiado de enrollamiento:** Este sistema tiene la función de guiar la cinta para ser enrollado uniformemente a toda la longitud del carro de guía en el carrete del enrollador para así aprovechar óptimamente el volumen disponible en la bobina.

Con la finalidad de que la bobinadora cumpla con ciertos parámetros de trabajo específicos debe contar con sistemas complementario como:

Sistema de medición de volumen: Para poder controlar la variación de la velocidad del motor, según el volumen que vaya teniendo la bobina será las revoluciones con la que se enrollara la rafia, ya que la velocidad de funcionamiento es el factor para el éxito del bobinado.

Sistema de Inspección: Es el encargado de detectar fallas en las fibras como fallas de revestimiento, fallas físicas, etc. Así también como peligro de enrollamiento de extremidades del operario. Dependiendo del tipo de inspección a realizarse se deberá acoplar a la bobinadora los equipos necesarios.

2.7 Tipos de bobinadoras

Hay algunos tipos de bobinadoras, para los diferentes tipos de ramas productivas pero en general en la industria del proceso de manufactura del plástico las máquinas bobinadoras se dividen en dos categorías principales, denominadas bobinas de precisión y bobinadora de tambor.

a) Bobinadoras de Precisión o Automáticas

Son aquellas en las que el proceso se desarrolla con muy poca o ninguna intervención de operarios, ya que la finalidad primordial de este tipo de máquinas es la fabricación de bobinas que satisfagan las especificaciones de calidad más exigentes; para lograr esto la máquina dispone de un carro anudador, el cual como su nombre lo indica une automáticamente los hilos rotos sin que el operario tenga la necesidad de hacerlo. Otra de las características de esta máquina es que una vez terminada la bobina, esta se extrae y reemplaza automáticamente por una nueva, mediante un dispositivo de transporte llamado “carro extractor” y almacenada en cajones para su posterior uso. Esta bobinadora también dispone de un sistema de control, que registra, dirige, e informa sobre los datos de producción como: cuantas veces se ha roto el hilo, o cuando ha presentado un cambio en el espesor que no se halla acorde con el control de calidad del bobinado. (FREIRE, 2011, pág 41)

Se presentan los diferentes bobinados que se pueden obtener mediante las bobinadoras de precisión.

Figura 5. Diseño de bobinado

					
CONICA CONICAL	KING-SPOOL	PINEAPPLE	CILINDRICA PER TINTORIA DYE PACKAGE	CILINDRICA A DISEGNO CYLINDRICAL	CILINDRICA PER TINTORIA DYE PACKAGE

Fuente: www.texilmesa.it/images/bobine.png

b) Bobinadoras de Tambor o Manuales

Se llama a este tipo de máquina como bobinadora de tambor, debido a que el cono o la bobina que se pliega es impulsada por un pequeño cilindro, que es el llamado tambor, por contacto directo. En este tipo de máquina la velocidad del hilo permanece casi constante. Este tipo de bobinadoras deben ser manejadas necesariamente por un operario que se encarga de efectuar trabajos tales como el anudar los hilos cuando estos se rompen, sacar la bobina terminada y colocar una nueva en remplazo; es decir

es una máquina de menor producción, al estar supeditada a la vigilancia del operario. Además no posee ningún control para el conteo del número de nudos realizados, ni para el paso de un hilo más delgado de lo necesario; no así al aumentar el espesor, ya que fácilmente puede controlarse este mediante un sencillo sistema de galga pasa no pasa. (FREIRE, 2011, pág 41)

CAPÍTULO III

3. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Corresponde a las variables técnicamente viables que se deben considerar en la redacción del de la bobinadora.

3.1 Parámetros y requerimientos funcionales de la máquina bobinadora

- La capacidad diaria de producción va de 30 kg/h aproximadamente, con promedio de 3 bobinas por 2 horas, requerimiento promedio del usuario.
- Se debe brindar ergonomía al obrero es decir que al momento de abastecer la cinta de rafia la máquina debe tener una altura de 1,20 m; medida adecuada para que al trabajador pueda iniciar el proceso de bobinado de manera cómoda y segura.
- La máquina es parte de la línea de producción por lo que no necesariamente requiere de una fácil movilidad.
- La máquina debe diseñarse para una vida útil de 8 años, debido a que su funcionamiento es de uso prolongado, alrededor de 16 horas al día.
- La máquina será alimentada manualmente por el operador, debe tener protecciones contra enredo de las extremidades de los operarios, especialmente de las manos.
- Se debe disponer de un variador de frecuencia para regular la velocidad de bobinado.
- La máquina bobinadora contará con su motor propio, con una transferencia de 400 rpm en el eje de bobinado como velocidad máxima en el inicio; velocidad a la que la rafia es expulsada por el último tambor del tren d estirado.
- La máquina debe ser construida en acero de transmisión o dulce para facilidad del mecanizado, ya que su uso es solo para enrollado de rafia.

- La máquina deberá poseer manejo de velocidad controlada según el volumen que vaya tomando la bobina.
- La máquina debe ser operada por obreros que posean instrucción de operación de la misma, ya que su funcionamiento presenta elementos de riesgo de atrapamiento de las extremidades superiores.
- El diámetro interno del ovillo no deberá ser mayor a un diámetro de 8cm, pues se provocara enredos al pasarla por proceso subsiguientes como el de trenzado.

3.2 Alternativas propuestas

3.2.1 Bobinadora de una cabeza con caja guiadora. Inicialmente el operario toma la cinta de rafia desde el tren de estirado, dirigiéndole hacia el eje de bobinado que esta ya rotando, tirando la fibra hasta disponerlo en una cuña que está en movimiento lineal alternativo gracias a un mecanismo de biela con canales y un seguidor lineal que se encuentran en una caja guarda que vale también para contener el aceite y obtener una lubricación continua, luego de un momento el operario tiene que disminuir la velocidad mediante la manipulación de un frecuencímetro, y así circunstancialmente hasta llegar al tamaño final de bobina donde la velocidad de rotación es mínima, para poder retirar la bobina del eje se jala la manija del sistema de expulsión, y se almacenan los ovillos para conducirse al siguiente proceso.

Figura 6. Bobinadora de una cabeza con caja guiadora



Fuente: INDUCUERDAS, 2009

Ventajas:

- El producto obtenido tiene forma cilíndrica.

- No necesita carrete.
- El mantenimiento es sencillo.
- No muestra complicación en el montaje.
- No presenta complicación en la forma de alimentación.
- Transmisión de potencia por banda.

Desventajas:

- Su alimentación es manual.
- Gran tamaño estructural por cabeza de bobinado.
- Gran peso por la cantidad de elementos voluminosos y peso del aceite.
- La biela con ranuras es de muy difícil mecanizado y gran tamaño.
- Tiene caja guarda guía que es de gran tamaño.
- Se mantiene con lubricación constante en aceite, es decir mayor cantidad de lubricante y posibles fugas pues no es hermética por mantenimiento.
- Gran ruido por ya que la cuña está en movimiento alternativo lineal en voladizo sin lubricación y con choque.
- Requiere de un motor único para cada cabeza.
- Se requiere de esfuerzo para jalar la manilla de expulsión del ovillo.

3.2.2 Bobinadora con tambor guía e expulsión por palanca. Inicialmente el operario toma la cinta de rafia desde el tren de estirado, dirigiéndole hacia el eje de bobinado que está rotando, acomodando la fibra en una cuña que está moviéndose gracias a un rodillo guiador estándar con guías en forma de tornillo transportador cruzada, donde se obtiene el movimiento alternativo lineal de la cuña por la rotación del tambor, distribuyendo el material de forma uniforme, dando como resultado una bobina con tejido de tipo cilíndrico, el eje de bobina contiene resortes dispuestos a lo largo de su contorno que se expande y contrae por un mecanismo de biela activada por una palanca de acción manual para poder cargar tubo PVC que hace el trabajo de carrete, para poder expulsar el ovillo de rafia.

Figura 7. Bobinadora con tambor guía e expulsión por palanca



Fuente: HIPLAS, 2010

Ventajas:

- El producto obtenido tiene forma cilíndrica.
- El mantenimiento es sencillo.
- Menor volumen que la opción anterior.
- No muestra complicación en el montaje.
- No presenta complicación en la forma de alimentación.
- Transmisión de potencia por cadena.
- Menor peso y dimensión de la estructura.

Desventajas:

- Su alimentación es manual.
- Necesita un componente adicional, es decir el carrete, donde la bobina de rafia se monta para luego ser expulsada.
- Los resortes están sujetos a aplastamiento, por lo que requieren de reposición frecuente.
- El carrete tiene que ser retirado del ovillo antes de seguir con el proceso, lo que implica más trabajo y tiempo.
- Dificultad media con el mecanizado del tambor guiador.
- Requiere de un motor único para cada cabeza.

- Se produce enredos con el eje de bobinado cuando la fibra sale del borde del carrete pues al inicio la velocidad es alta.
- El control de la velocidad es manual.

3.2.3 Bobinadora con rodillo guiador y eje expandible. Inicialmente el operario toma la cinta de rafia desde el tren de estirado, dirigiéndole hacia el eje de bobinado que gira tiene la velocidad de salida del último tambor de estirado, acomodando la fibra en una cuña que está moviéndose gracias a un rodillo guiador estándar con guías en forma de tornillo transportador cruzado, donde se obtiene el movimiento alternativo lineal de la cuña por la rotación del tambor, distribuyendo el material de forma uniforme, el eje de bobina funciona por expansión de sus elementos internos, al iniciar el proceso de ovillar el eje debe estar totalmente expandido y se lo logra por medio de una tuerca cono que se ajusta manualmente al extremo en voladizo, luego que el trabajo finalizo, se desajusta la tuerca contrayendo los elementos, aflojando la bobina de forma sencilla y sin enredos.

Figura 8. Bobinadora con rodillo guiador y eje expandible



Fuente: HIPLAS, 2010

Ventajas:

- El producto obtenido tiene forma cilíndrica.
- El mantenimiento es sencillo.
- No muestra complicación en el montaje.
- No presenta complicación en la forma de alimentación.
- Transmisión de potencia por cadena.
- Es de peso y dimensión moderado para trasladarse.
- Presenta fácil expulsión del producto.
- Posee seguridad para las extremidades superiores.

Desventajas:

- Su alimentación es manual.
- Necesita un componente adicional, es decir el carrete.
- Los resortes están sujetos a aplastamiento, por lo que requieren de reposición frecuente.
- El carrete tiene que ser retirado del ovillo antes de seguir con el proceso, lo que implica más trabajo y tiempo.
- Dificultad media con el mecanizado del tambor guiador.
- Requiere de un motor único para cada cabeza.
- Se produce enredos con el eje de bobinado cuando la fibra sale del borde del carrete pues al inicio la velocidad es alta.
- El control de la velocidad es manual.

3.3 Selección de la alternativa a diseñar

En la búsqueda de la alternativa más adecuada a diseñar, conducida a satisfacer las necesidades del usuario, conviene considerar los siguientes parámetros:

Costos de construcción del equipo: Determina un porcentaje de la fiabilidad de construcción de la máquina, debido a que según la necesidad de utilización de las máquinas herramientas para mecanizado no tenga operaciones especiales en donde se use artefactos sofisticados.

Facilidad de operación y mantenimiento: Respalda la cantidad de personal calificado que debe contarse en la empresa para la operación y limpieza de la misma, lo que brinda cierta ventajas sobre otra.

Tamaño y peso de la máquina: Figura la cantidad de mano de obra que se precisa en la construcción de la máquina, el personal para posicionarla dentro del proceso de producción y el espacio físico.

Costo de montaje y fabricación: Interviene en los tiempos de puesta en marcha de la máquina y fabricación de piezas, lo que interviene directamente en la selección de una alternativa satisfactoria para el usuario.

Tamaño requerido de bobinado: Este parámetro influye en cuanto a las dimensiones del sistema de bobinado de la máquina, el cálculo de la potencia y el número de cabezas que se requiere para cubrir la capacidad de rafia saliente de la extrusión, el volumen que deberá tener cada bobina para evitar los amarres o juntas de cinta.

Tabla 2. Análisis de la alternativa a diseñar

Parámetros de comparación	Factor de importancia	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
		Calif/10	Total	Calif/10	Total	Calif/10	Total
Costos de construcción del equipo	0,9	8	7,2	6	5,4	6	5,4
Facilidad de operación y mantenimiento	0,8	4	3,2	7	5,6	7	5,6
Tamaño y peso de la máquina	0,7	8	5,6	6	4,2	6	4,2
Costo de ensamblaje y fabricación	0,8	8	6,4	7	5,6	7	5,6
Tamaño requerido de bobinado	0,7	6	4,2	7	4,9	9	6,3
Total			26,6		25,7		27,1

Fuente: Autora

A cada uno de los requisitos se les asigna una calificación acorde a los parámetros listados anteriormente, los mismos que serán multiplicados por un coeficiente de importancia designado por el diseñador evaluando las ventajas y desventajas que presentan las alternativas propuestas, donde resulta un valor numérico por cada opción especificada, la suma del puntaje obtenido permite arrojar un resultado con el cual se seleccionara la mejor alternativa. (Tabla 2).

Analizando el estudio de las alternativas planteadas anteriormente, indica la valoración de los parámetros mencionados, dando como resultado que la alternativa 3 es la mejor opción para el diseño.

3.4 Capacidad de producción

La capacidad de producción determina factores como tiempos, unidades, recursos que son utilizados en la transformación de materiales u objetos de un periodo de tiempo determinado, teniendo en cuenta la demanda del mercado, la suficiencia y la disponibilidad de los recursos físicos e intangibles de la empresa. (slideshare, 2012).

El volumen de fabricación por bobina es aproximadamente de 15 kgf hasta 20 kgf, con promedio de 2 bobinas por hora aproximadamente debido a la velocidad de salida de rafia del tren de refilado, además también que es un requerimiento del usuario.

3.5 Torque y potencia de carga

Para determinar los requerimientos de torque y potencia de la carga, se tomarán en cuenta los diferentes fenómenos que se llevan a cabo durante la fabricación, identificando estos como los requerimientos por la inercia del eje de bobinado, por la fuerza necesaria de jalado de los filamentos y la propia inercia provocada por el ovillo.

Considerando que en el instante de arrancar sólo vencerá la fuerza para el alado inicial de la cinta de rafia y para poner a girar los ejes, las consideraciones de la carga serán menores; sin embargo, se necesita que el operador sea capaz de parar y reasumir el trabajo de bobinado, advirtiendo problemas operacionales que suelen ocurrir, como el rompimiento de las fibras de polipropileno. Razón por la cual se requiere que la máquina sea capaz de arrancar y operar idealmente a carga máxima, es decir, cuando el producto entra en la etapa final de bobinado.

Para poder determinar los esfuerzos, es necesario conseguir la velocidad máxima con el que se realiza el bobinado y cálculo de las inercias de los ejes del sistema de bobinado, del sistema de guiado y la inercia de la bobina de rafia que se enrolla sobre el eje de expandible, estos son los elementos más representativos que interfieren en el cálculo de la potencia del motor.

3.6 Características de carga

El valor de la tensión que puede soportar el polipropileno después de haber pasado por el horno de tratamiento térmico fue determinado experimentalmente mediante ensayos en el Laboratorio de Resistencia de Materiales de la Facultad de Mecánica.

Para la construcción de la bobinadora se debe conocer el valor de la fuerza con la que se jala la fibra para ser enrollada, esta tensión se la obtiene mediante el proceso de medición de la fuerza a la rotura, procedimiento definido en la Norma NTE INEN-ISO 2307, denominada “Cuerdas De Fibra. Determinación de ciertas propiedades físicas y mecánicas (ISO 2307:2010, IDT)”

De modo que el principio del método se describe en los apartados “4.4 Medición de la fuerza de rotura” que hace mención sobre el apartado “4.3 Medición del alargamiento de la cuerda” de la Norma 2307 (ANEXO A), se procede al ensayo en la Máquina Universal, aparato que aconseja la norma en el apartado 5.1

Una vez que se cuenta con lo necesaria se procede a la sección 6, apartado 6.1, 6.2, 6.3 y 6,4 para la toma de muestras respectiva según la Norma 2307 (ANEXO A).

- Toma de Muestras

Se recogió las muestras necesarias para los ensayo del lote producido en el turno vespertino.

$N=211$ rollos de 220 m

$$N_s = 0,4\sqrt{N} \quad (1)$$

El número de muestras es:

$$N_s = 0,4\sqrt{211}$$

$$N_s = 5,8 \approx 6 \text{ muestras}$$

Se tomará 6 muestras de diferentes clases de rafias producidas en la empresa.

- Longitud de la muestra

En el apartado 7.1 Longitud de la norma 2307 dice: “La probeta debe tener una longitud adecuada para proporcionar una longitud efectiva, L_u ” (INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, 2010).

Figura 9. Ensayo en la Máquina Universal



Fuente: Autora

Ya que se cuenta con 6 muestras menores a las diez que sugiere la tabla 1 (ANEXO A), la longitud efectiva mínima de las probetas es de 400 mm.

Una vez listo las probetas se montan en la máquina de ensayos de tracción según la figuras 1,2 y 3 y la sección “9 Procedimiento operativo.” (ANEXO A)

La presentación los resultados de las pruebas realizadas se presentan según la sección 10, apartados 10.1 y 10.5 de la Norma NTE INEN-ISO 2307. (ANEXO A), donde:

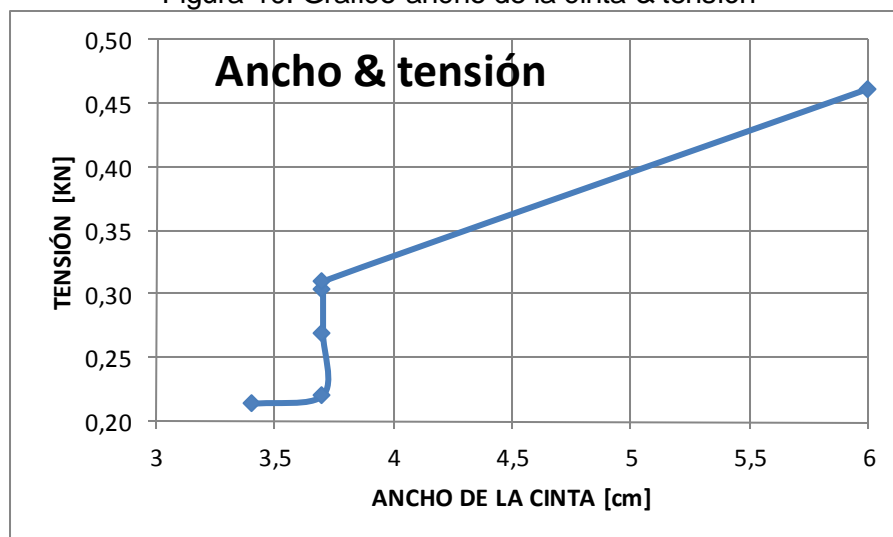
Tabla 3. Valores de la tensión que resiste el material

Muestra por color	Espesor[mm]	Longitud[mm]	Ancho[cm]	Carga[kN]
Blanco	0,03	400	3,4	0,21
Verde	0,03	400	3,7	0,22
Rojo	0,03	400	3,7	0,27
Azul	0,03	400	3,7	0,30
Azul 2	0,03	400	3,7	0,31
Amarrillo	0,03	400	6,0	0,46
Total				1,78
Carga Promedio				0,30

Fuente: Autora

Según lo experimentado se propone trabajar con la carga promedio que resiste cada tipo de cinta de rafia, es decir la tensión que soporta es de 30 kgf, este dato es primordial para el diseño ya que esta fuerza es la que se tiene que vencer para jalar la cinta al eje de bobinado para que se sea enrollada; la misma que será colocada en los puntos extremos de los ejes en voladizo como fuerza máxima.

Figura 10. Grafico ancho de la cinta & tensión



Fuente: Autora

3.7 Determinación de la velocidad de bobinado

La velocidad angular con la cual trabaja el eje fue obtenida de manera práctica mediante un instrumento estableciendo las rpm del último tambor del tren de estirado por donde sale la rafia a la bobinadora. Esta velocidad de salida es la velocidad máxima al que trabaja el eje.

Figura 11. Tacómetro digital



Fuente: [//mlm-s1-p.mlstatic.com/tacometro-digital-luz-laser-optico-no-toca-el-rpm-16194-MLM20115459871_062014-F.jpg](http://mlm-s1-p.mlstatic.com/tacometro-digital-luz-laser-optico-no-toca-el-rpm-16194-MLM20115459871_062014-F.jpg)

3.8 Instalaciones eléctricas y de control

Corresponde a los elementos necesarios para que realice el correcto funcionamiento de las conexiones eléctricas, protección de los elementos de mando y el control de la velocidad, entre los principales tenemos:

Potenciómetro. Los potenciómetros son dispositivos relativamente simples. Uno de los tres terminales que tiene cada potenciómetro es conectado a la fuente de electricidad y otro es conectado a un punto neutral. El tercer terminal se conecta a una resistencia. Esta resistencia generalmente está construida en una pieza cuya resistividad va creciendo desde un extremo hasta el otro. Este tercer terminal es el que manipula el usuario a través de un mando o palanca. (@CuriosoandoWeb, 2013).

Figura 12. Potenciómetro



Fuente: http://imagenes.steren.com/_imgs/prod/zoom/101-100K.JPG

Variador de frecuencia.- los variadores de frecuencia son sistemas utilizados para el control de la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna. Un variador de frecuencia son vertientes de un variador de velocidad, ya que llevan un control de frecuencia de alimentación, la cual se suministra por un motor.

Otra forma en que son conocidos los variadores de frecuencia son como Driversya sea de frecuencia ajustable (ADF) o de CA, VVVF (variador de voltaje variador de frecuencia), micro drivers o inversores; esto depende en gran parte del voltaje que se maneje.

Figura 13. Variador de Frecuencia



Fuente: G110 Operatin Instructions

Panel de control.- un tablero eléctrico de automatización es aquel que está constituido por equipos electromagnéticos, tales como relés auxiliares, contactores, temporizadores electrónicos, etc. Su función es albergar diferentes dispositivos eléctricos, electrónicos, etc. Que gobiernen la lógica y energicen cargas, tales como motores, generadores, máquinas de procesos, etc., o sea, todo aquello que necesite la industria para controlar el funcionamiento de las máquinas. (VILLAJULCA, 2012).

Figura 14. Tablero de Control de la máquina bobinadora



Fuente: Autora

3.9 Definición de las características de la bobina

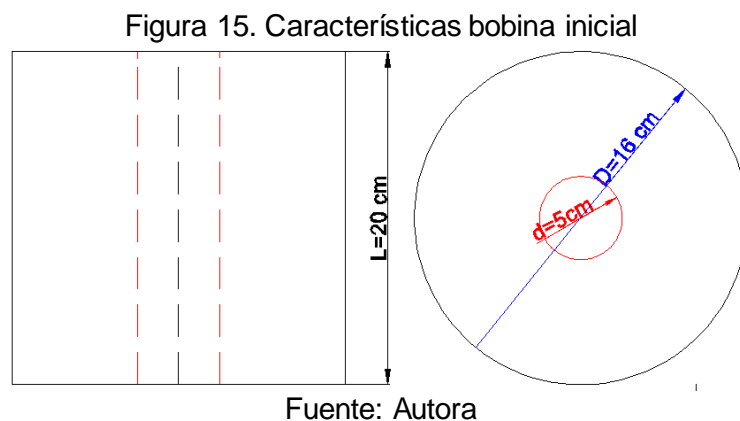
Partiendo del producto que se realiza actualmente en la empresa se considera como la base para desarrollar el sistema pretendido para obtener un producto de similares características al que se produce actualmente.

Las peculiaridades de las bobinas iniciales se ven en la figura 17; las mismas que dan un peso de 5 a 6 kg como peso máximo, el mismo que no es suficiente para abastecer la demanda actual que cruza la empresa, por lo que se propone aumentar la capacidad volumétrica de las bobinas.

Acorde a las medidas iniciales se propone que como se requiere obtener al menos el doble del peso original que la longitud se duplique, es decir que sea de $L=40\text{cm}$.

Por motivos que el diámetro del eje de bobinado aumenta el tamaño las dimensiones de los diámetros D y d se les consideran proporcionales a la bobina básica, pues estos ovillos son llevados a otras máquinas que trabajan con estas particularidades.

Entonces para una primera aproximación se planteó que el diámetro interno sea igual a $d=7\text{ cm}$, considerando también que no puede ser mayor a 8 cm por necesidad de uso de las maquinas posteriores del proceso.



3.10 Determinación del volumen del bobinado

La capacidad de producción por bobina es aproximadamente de 20 kgf hasta 25 kgf, con promedio de 3 bobinas por 2 horas, debido a la velocidad de salida del tren de refilado, además también que es un requerimiento dado por el usuario. Para poder obtener las dimensiones de la bobina necesitamos:

Datos:

$$\rho = 946 \text{ kg/m}^3$$

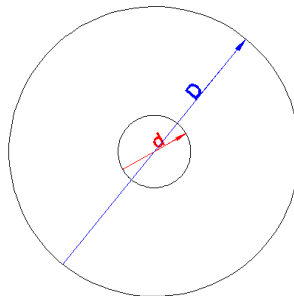
$$w_1 = 20 \text{ kgf} = 196,13 \text{ N}$$

$$m_1 = 20 \text{ kg} = 44 \text{ lb}$$

$$L = 40 \text{ cm} = 0,40 \text{ m}$$

$$d = 7 \text{ cm} = 0,07 \text{ m}$$

Figura 16. Tamaño del ovillo de rafia



Fuente: Autora

Cálculo del volumen:

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (2)$$

Sustituyendo en la ecuación (2) los datos:

$$V = \frac{20 \text{ Kg}}{946 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 0,02 \text{ m}^3$$

Se conoce que el área es:

$$A = \frac{V}{L} \quad (3)$$

$$A = \frac{0,02 \text{ m}^3}{0,40 \text{ m}} = 0,052 \text{ m}^2$$

Hallando el diámetro exterior se tiene que el área es:

$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (4)$$

$$0,052 \text{ m}^2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - (0,07 \text{ m})^2)$$

$$D = 0,25 \text{ m} \approx 25 \text{ cm}$$

Con esto sabemos que la distancia entre puntos libres del eje de bobinado y el eje guiador es de 25 cm, y también se determinó la distancia de la carrera que debe contemplarse en la placa base de la máquina bobinadora.

3.11 Asignación del tipo de material

El material que se seleccionará debe ser un acero dulce, de fácil mecanizado, de transmisión, ya que el eje está en constante rotación, que ofrezca una resistencia aceptable ya que el eje solo soportara el peso de la bobina y su propio peso, como trabaja a condiciones ambientales normales no se recomienda un tratamiento térmico.

Seleccionamos un acero AISI 1018 estirado en frío, cuyas propiedades principales son:

Resistencia a la tensión	$S_{ut}=440 \text{ MPa}$
Resistencia a la fluencia	$S_y=370 \text{ MPa}$
Módulo de elasticidad	$E=205 \text{ GPa}$
Dureza	126 HB

Figura 17. Propiedades mecánicas de algunos aceros laminados

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg., %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111

Fuente: SHIGLEY, 1985

Este acero de bajo – medio carbono tiene buena soldabilidad y ligeramente mejor maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria.

CAPÍTULO IV

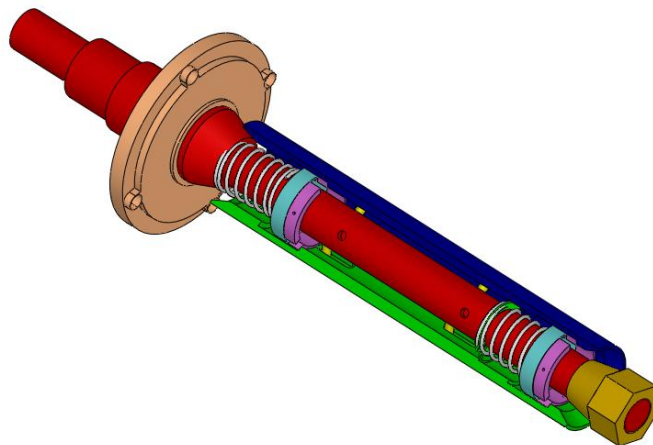
4. DISEÑO DE LA MÁQUINA BOBINADORA DE PRECISIÓN

La máquina bobinadora está compuesta de varios elementos internos y externos que para mejor claridad del desarrollo del diseño se hizo necesario dividirla en varios sistemas.

4.1 Diseño del sistema de bobinado

Este sistema comprende el eje expandible donde se va enrollar y se va a liberar la bobina.

Figura 18. Eje expandible vista isométrica



Fuente: Autora

4.1.1 Diseño del eje de bobina. El apoyo donde se formara la bobina de rafia es un eje que está en voladizo soportando todo el peso del ovillo de forma distribuida y también que se encuentra girando a 400 rpm que es la velocidad máxima, tenemos los siguientes datos sobre el eje.

Datos:

$$W_1 = 20 \text{ kgf} = 196,1 \text{ N}$$

$$L = 0,4 \text{ m}$$

$$F_{\text{máx}} = 30\text{kgf} = 294,2 \text{ N}$$

$$\omega = 400 \text{ rpm}$$

$$n = 1,7 \text{ valor recomendado}$$

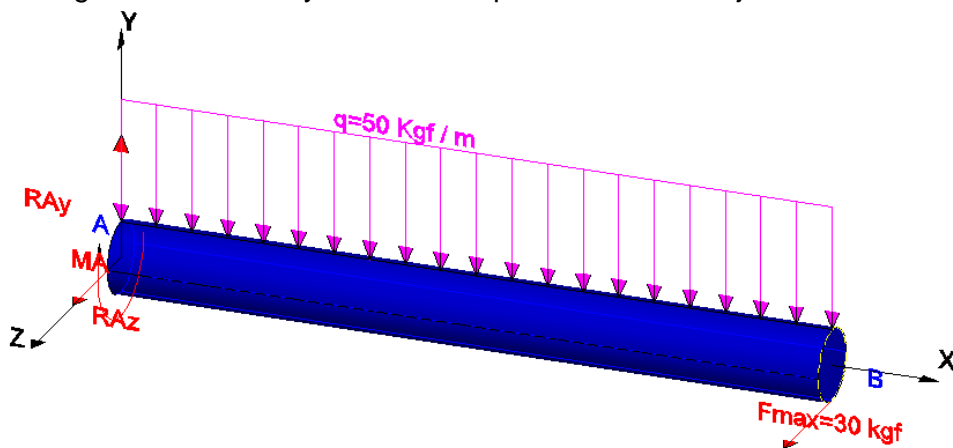
- Cálculo de la fuerza distribuida

El peso del ovillo se distribuye de manera uniforme por lo que la carga distribuida es rectangular de donde:

$$q = \frac{W_1}{L} \quad (5)$$

$$q = \frac{20 \text{ kgf}}{0,40 \text{ m}} = 50 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} = 490 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Figura 19. Fuerzas y reacciones aplicadas sobre el eje en voladizo



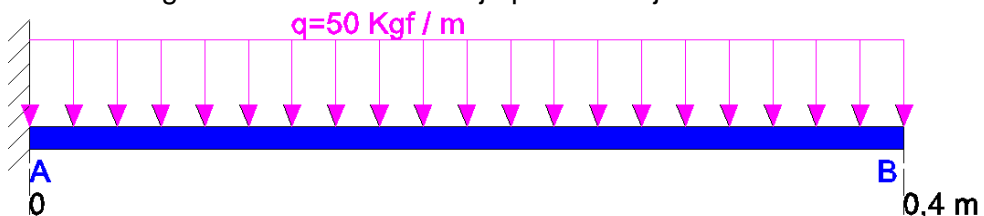
Fuente: Autora

Para un buen análisis de fuerzas actuantes se descompone de la siguiente manera:

- Cálculo de las reacciones en el plano XY

Se descompone las fuerzas en el plano para analizar cómo actúan sobre el eje, para hallar las reacciones que se provocan.

Figura 20. Fuerzas en el eje plano XY eje de bobinado

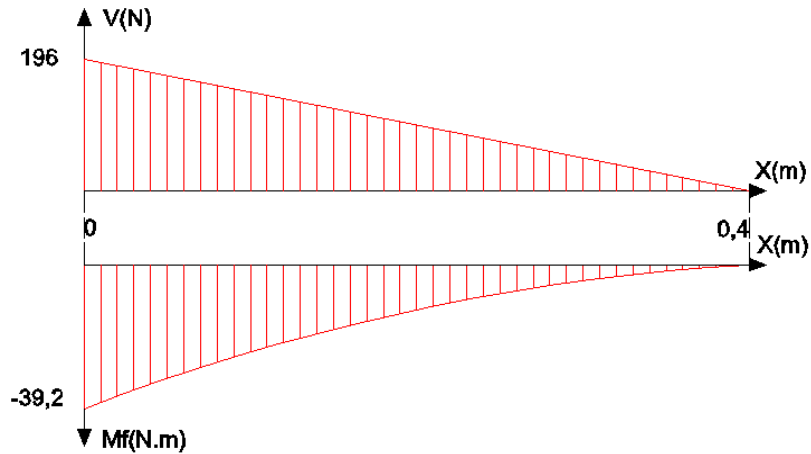


Fuente: Autora

$$R_{AY} = 196 \text{ N} \uparrow$$

$$M_A = 39,2 \text{ N.m (ccw)}$$

Figura 21. Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XY eje de bobinado

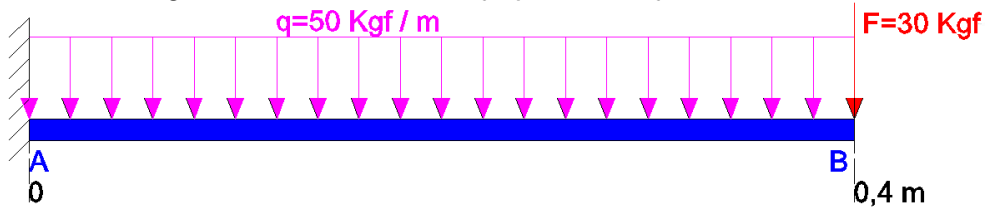


Fuente: Autora

- Cálculo de las reacciones en el plano XZ

Se descomponen las fuerzas en el plano para analizar cómo actúan sobre el eje, para hallar las reacciones que se provocan.

Figura 22. Fuerzas en el eje plano XZ eje de bobinado

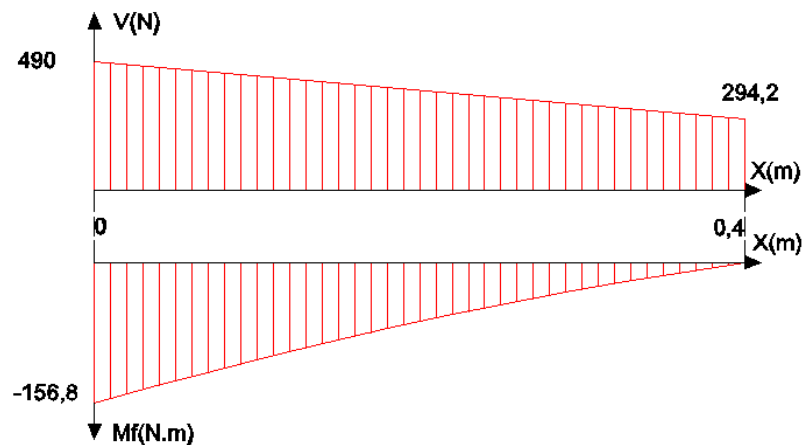


Fuente: Autora

$$R_{AY} = 490 \text{ N} \uparrow$$

$$M_A = 156,8 \text{ N.m (ccw)}$$

Figura 23. Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XZ eje de bobinado



Fuente: Autora

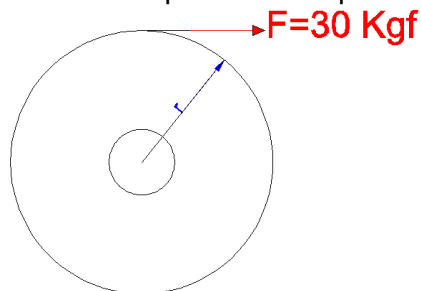
- Cálculo del momento máximo

$$M = \sqrt{M_{A-XY}^2 + M_{A-XZ}^2} \quad (6)$$

$$M = \sqrt{39,2^2 + 156,8^2} = 162 \text{ N.m}$$

- Cálculo del torque

Figura 24. Tensión aplicada en el punto extremo



Fuente: Autora

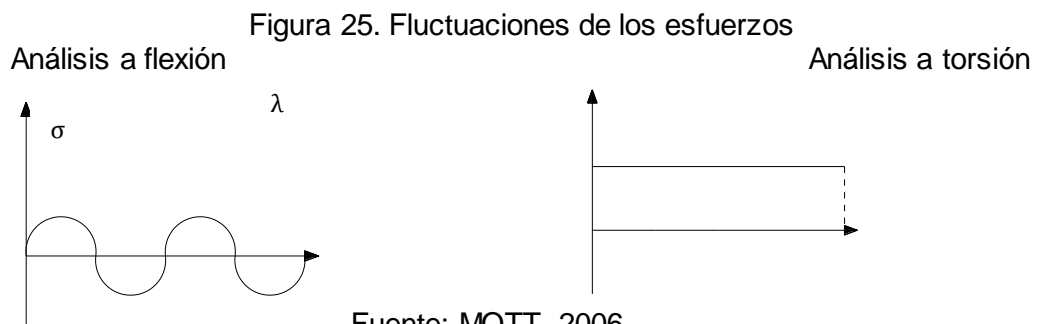
$$T = F * r \quad (7)$$

$$T = 30 * \frac{d}{2}$$

$$T = 15 * d \text{ kgf}$$

- Análisis de fatiga para el eje de bobina.

Por la naturaleza de aplicación de las fuerzas actuantes sobre el eje, este se encuentra sometido a esfuerzo de flexión y torsión por lo que analiza de la siguiente manera:



$$\sigma_a = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (8)$$

$$\lambda_a = 0$$

$$\sigma_m = 0 \qquad \lambda_m = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (9)$$

Determinando los esfuerzos fluctuantes equivalentes:

$$\sigma_{aequi} = \sqrt{\sigma_a^2 + \lambda_a^2} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} = \frac{32 * 162 \text{ N.m}}{\pi * d^3} = \frac{1650}{d^3} \quad (10)$$

$$\sigma_{mequi} = \sqrt{\sigma_m^2 + \lambda_m^2} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} = \frac{16 * 147,1 \text{ d N.m}}{\pi * d^3} = \frac{749,17}{d^2} \quad (11)$$

- Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Joseph Marín ha propuesto algunos factores que modifican el límite de fatiga en la ecuación siguiente:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_g k_e S_e' \quad (12)$$

$$S_e = k * S_e' \quad (13)$$

Para una primera aproximación del cálculo de la dimensión del eje se asume el factor de concentración de esfuerzos, debido a que el eje está en constante movimiento rotativo (SHIGLEY, 1985), el valor de k recomendado es:

$$k = 0,5$$

- Cálculo del límite de fatiga del esfuerzo real:

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} \quad (\text{flexion pura}) \quad (14)$$

$$S_e' = 0,5 * 440 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 220 \text{ MPa}$$

Se reemplaza los datos en la ecuación (13), obteniendo el límite de resistencia a la fatiga:

$$S_e = 0,5 * 220 \text{ MPa} = 110 \text{ MPa}$$

Una vez que se han determinado los esfuerzos, para el diseño de un elemento sujeto a fatiga, reemplazamos los datos en la ecuación de Soderberg (SHIGLEY, 1985).

$$\frac{\sigma_{aequi}}{S_e} + \frac{\sigma_{mequi}}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (15)$$

$$\frac{\frac{1650}{d^3}}{110 \times 10^6} + \frac{\frac{749}{d^2}}{370 \times 10^6} = \frac{1}{1,7}$$

$$d = 0,02766 \text{ m} \approx 28 \text{ mm}$$

Del catálogo comercial de DIPAC (ANEXO B), se toma el diámetro siguiente:

$$d = 1,5 \text{ plg} \approx 38,1 \text{ mm}$$

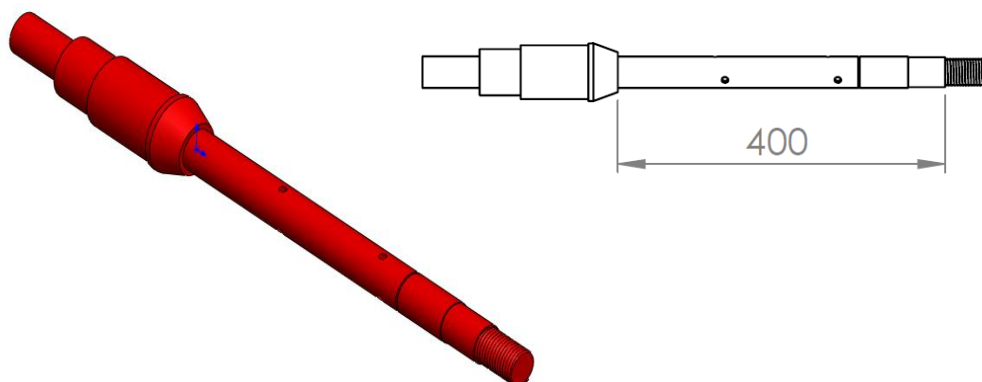
El diámetro seleccionado reemplazamos en las ecuaciones (10) y (11), para hallar el valor de los esfuerzos fluctuantes.

$$\sigma_{aequi} = \sqrt{\sigma_a^2 + \lambda_a^2} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} = \frac{32 * 162 \text{ N.m}}{\pi * 0,0381^3} = 42,74 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{mequi} = \sqrt{\sigma_m^2 + \lambda_m^2} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} = \frac{16 * 147,1 \text{ d N.m}}{\pi * 0,0381^3} = 23,4 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$$

La configuración geométrica del eje de bobina que se presenta usualmente son cilindros escalonados, con el fin de que los resaltos sirvan para ubicar axialmente los diferentes elementos que se montan sobre el mismo.

Figura 26. Configuración del eje vista isométrica y vista 2D



Fuente: Autora

Una vez dado un acercamiento a las dimensiones que satisfagan el diseño se procede a las verificaciones respectivas, determinando los valores de los coeficientes concentradores de esfuerzos.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_g k_e S_e' \quad (12)$$

- Cálculo de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

$k_a = 0,8$ para mecanizado (ANEXO 1C)

$k_b = 0,835$ para un diámetro entre $2,79 \leq d \leq 51$ mm (ANEXO 2C)

$k_c = 0,814$ para una confiabilidad del 99% (ANEXO 3C)

$k_d = 1$ porque el trabajo no se realiza en altas temperaturas

$k_g = 1$ no hay cambios ambientales excesivos.

Sustituyendo todos los datos en la ecuación (12):

$$S_e = 0,8 * 0,835 * 0,814 * 220 = 119,6 \text{ MPa}$$

- Determinación del factor de concentración de esfuerzos varios.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (16)$$

La configuración escalonada mostrada en la geometría del eje nos presenta la necesidad de analizar cada punto de cambio de sección o puesta de accesorios según corresponda. Dado el caso tenemos dos zonas la del cambio de sección y por alojamiento de un anillo de retención.

La sensibilidad de la muesca “q” se halla por medio del ANEXO 4C.

- Para el cambio de sección $q=0,6$
- Para colocación del anillo de retención $q=0,68$

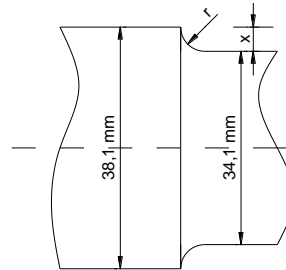
Por cambio de sección:

Para definir el cambio de sección ver la figura 29, se recomienda usar la ecuación siguiente:

$$r = \frac{x}{3} = \frac{2}{3} = 0,66 \text{ mm} \quad (17)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,66}{34,1} = 0,02 \quad (18)$$

Figura 27. Cambio de sección en el eje de bobinado



Fuente: Autora

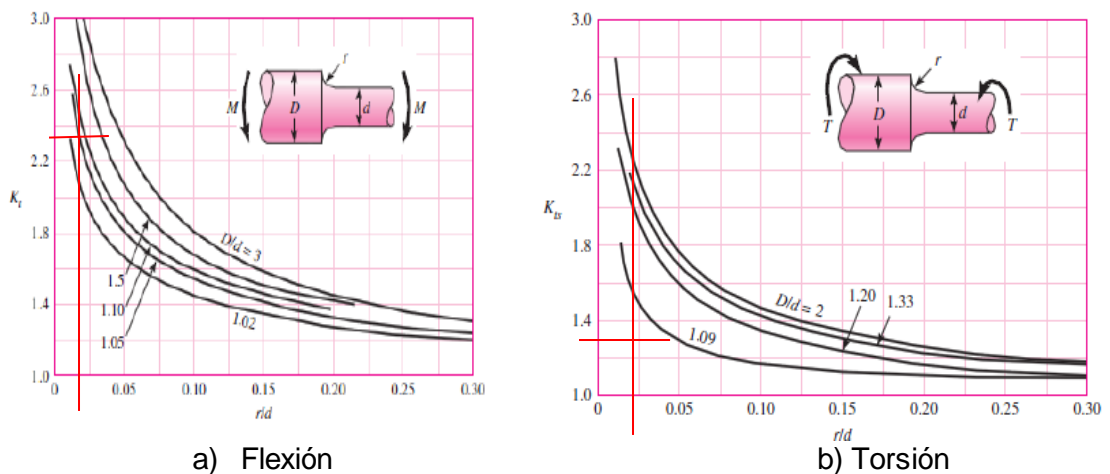
Se halla las relaciones entre los diámetros del eje:

$$\frac{r}{d} = \frac{0,66}{34,1} = 0,02 \quad (19)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{38,1}{34,1} = 1,12 \quad (20)$$

Con estos datos se va a la figura 30 y obtenemos los valores de los coeficientes de los concentradores de esfuerzos k_t :

Figura 28. Cambio de sección en un eje sometido a a) flexión y b) torsión



Fuente: SHIGLEY, 1985

Donde se obtiene los valores:

$$K_{t \text{ flexión}} = 2,5$$

$$K_{t \text{ torsión}} = 1,4$$

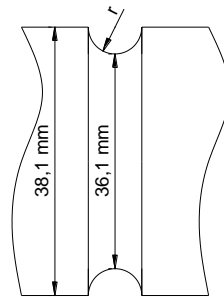
Hallando el valor de los factores de concentración, se sustituye los valores en la ecuación (16):

$$k_{\text{flexión}} = 1 + 0,6(2,5 - 1) = 1,9$$

$$k_{\text{torsión}} = 1 + 0,6(1,4 - 1) = 1,24$$

Por muesca para el anillo de retención:

Figura 29. Muesca en el eje para elementos de sujeción



Fuente: Autora

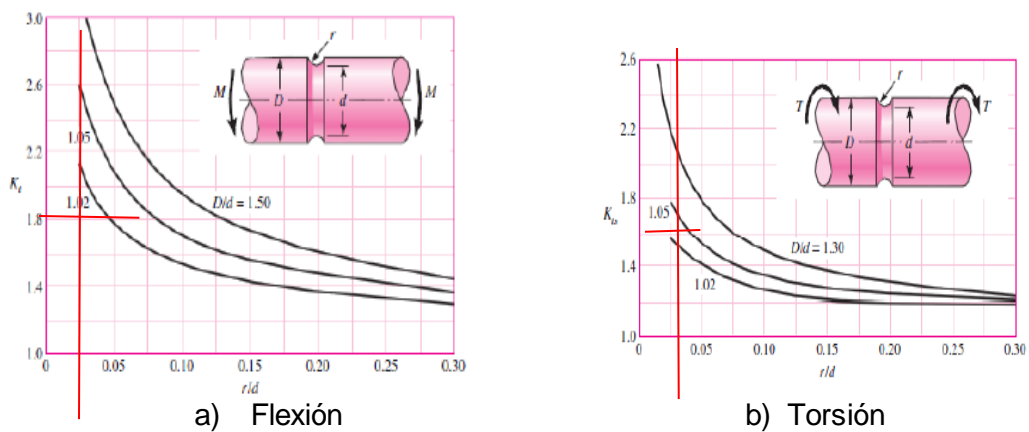
El radio de muesca recomendado es de $r = 1 \text{ mm}$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{36,1} = 0,03 \quad (17)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{38,1}{36,1} = 1,05 \quad (18)$$

Con estos datos se va a la figura 32 y obtiene los valores de los concentradores de esfuerzos k_t :

Figura 30. Muesca para accesorios en un eje sometido a a) flexión y b) torsión



a) Flexión

b) Torsión

Fuente: SHIGLEY, 1985

Donde se obtienen los valores:

$$K_{\text{flexión}} = 2$$

$$K_{\text{torsión}} = 1,8$$

Hallar el valor de los factores de concentración, sustituir los valores en (16):

$$k_{\text{flexión}} = 1 + 0,68(2 - 1) = 1,68$$

$$k_{\text{torsión}} = 1 + 0,68(1,8 - 1) = 1,54$$

- Cálculo del factor de seguridad.

Una vez determinado los valores necesarios verificamos la confiabilidad del eje por medio del factor de seguridad asumido anteriormente, para ello usamos el método de mayoración en la ecuación (15).

$$\frac{k_f * \sigma_{\text{aequi}}}{S_e} + \frac{\sigma_{\text{mequi}}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Sustituyendo los datos y reemplazando en (15):

$$n = 2,5 \text{ por cambio de sección}$$

$$n = 2,86 \text{ por muesca}$$

La zona del cambio de sección es la que da el menor coeficiente de seguridad, pero es aceptable pues este valor es mayor que al asumido anteriormente.

$$n_{\text{asumido}} = 1,7 < n_{\text{calculado}} = 2,5$$

- Deformación del eje de bobinado:

Los momentos flectores sobre los árboles producen deflexiones, las cuales son de dos tipos; las deflexiones, y , que consisten en la desviación (desplazamiento) de los puntos de la elástica, y las deflexiones angulares, θ , que consisten en el cambio de la pendiente de la elástica. Las deflexiones excesivas son muy perjudiciales, ya que pueden provocar gran vibración y sobrecargas en cojinetes, ruedas dentadas y otros elementos acoplados, en definitiva producen grandes aumentos de los esfuerzos, pudiéndose dar la falla del árbol, también daños de los elementos que han sido ensamblados sobre el eje y fallos mecánicos y eléctricos en los motores (VANEGAS, 2011).

Una antigua regla empírica para los arboles de transmisión es que la deformación no deba exceder de 0,83 mm por un metro (o bien 0,01 plg por pie) de longitud entre soportes; aunque puede ser deseable mayor rigidez. (FAIRES, 1995, pág 351).

Para hallar la deformación que se producirá en el eje usamos el método de la doble integración, que consiste en integrar la ecuación del momento flector obtenido al analizar las reacciones que provocan las fuerzas actuantes.

$$E.I.y = M_f \quad (19)$$

$$E.I.y' = \theta \text{ deformación angular} \quad (20)$$

$$E.I.y'' = y \text{ flecha del eje} \quad (21)$$

La fuerza puntual es:

$$P_w = w_1 * a = 490 * a \text{ [N]} \quad (22)$$

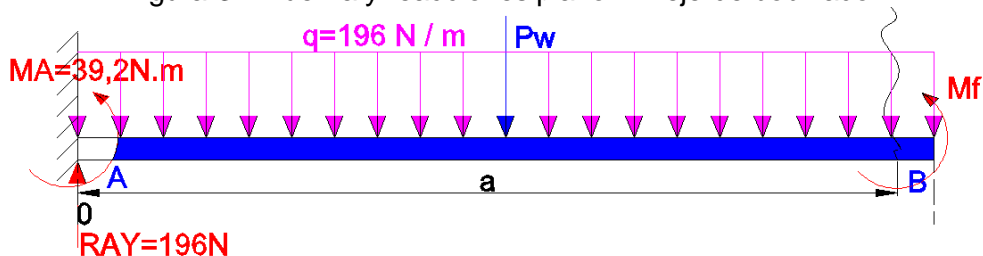
La inercia del eje es:

$$I = \frac{\pi * r^4}{4} \quad (23)$$

$$I = \frac{\pi * \left(\frac{38,2}{2}\right)^4}{4} = 103,43 * 10^{-9} \text{ m}^4$$

En el plano XY:

Figura 31. Fuerza y reacciones plano XY eje de bobinado



Fuente: Autora

$$\Sigma M_{B \text{ XY}} = 0 \quad (24)$$

$$R_{AY} * a - M_A - P_w * \frac{a}{2} - M_f = 0$$

$$M_f = 196 * a - 39,2 - 490 * a * \frac{a}{2}$$

Por la ecuación (19) se hallan las expresiones de la elástica del eje de bobina:

Primera integración:

$$E.I.y' = \frac{196a^2}{2} - \frac{245a^3}{3} - 39,2a + C$$

Segunda integración:

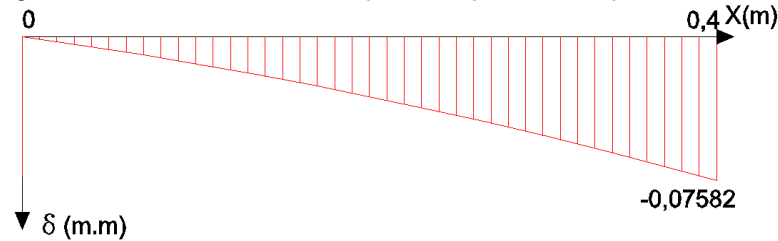
$$E.I.y'' = \frac{196a^3}{6} - \frac{245a^4}{12} - \frac{39,2a^2}{2} + Ca + D$$

Se determina las constantes:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Para } a=0 \\ C=0 \text{ y } D=0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \theta = 0 \\ y = 0 \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Para } a=0,4 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \theta = 253 * 10^{-6} \text{ rad} \\ y = -0,07582 \text{ mm} \end{array}$$

Figura 32. Deformación del eje en el plano XY eje de bobinado



Fuente: Autora

La deformación máxima se da en el punto extremo del eje en voladizo.

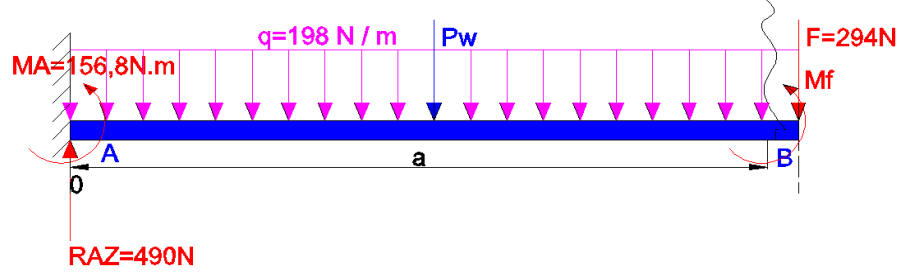
En el plano XZ:

$$\Sigma M_{B XZ} = 0 \tag{25}$$

$$R_{AZ} * a - M_A - P_w * \frac{a}{2} - M_f = 0$$

$$M_f = 490 * a - 156,8 - 490 * a * \frac{a}{2}$$

Figura 33. Fuerza y reacciones plano XZ eje de bobinado



Fuente: Autora

Por la ecuación (19) se halla las expresiones de la elástica del eje de bobina:

Primera integración:

$$E.I. y' = \frac{490a^2}{2} - \frac{245a^3}{3} - 156,8a + C$$

Segunda integración:

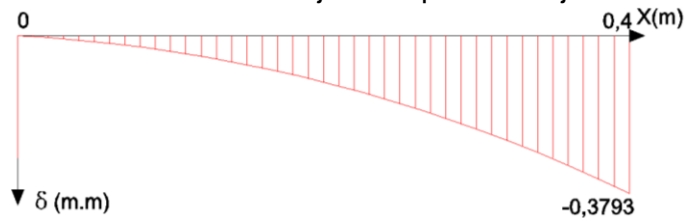
$$E.I. y'' = \frac{490a^3}{6} - \frac{245a^4}{12} - \frac{156,8a^2}{2} + Ca + D$$

Se determina las constantes:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Para } a=0 \\ C=0 \text{ y } D=0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \theta = 0 \\ y = 0 \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Para } a=0,4 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \theta = -0,001391 \text{ rad} \\ y = -0,3793 \text{ mm} \end{array}$$

Figura 34. Deformación del eje en el plano XZ eje de bobinado



Fuente: Autora

- Cálculo de la deformación total por flexión:

$$\delta_{\text{cál}} = \sqrt{\delta_{xy}^2 + \delta_{xz}^2} \tag{26}$$

$$\delta_{\text{cál}} = \sqrt{(-0,07582)^2 + (-0,3793)^2} = 0,386 \text{ mm}$$

$$0,83\text{mm} > 0,386\text{mm}$$

4.1.2 Diseño de la carcasa del eje de bobinado. Esta es la superficie donde la cinta de rafia se enrolla a lo largo de toda la sección, además es aquí donde se contraen y se expanden las secciones de la carcasa para poder aflojar la bobina mediante el ajuste de la tuerca cono, este se le contempla como un eje hueco continuo despreciando las ranuras exteriores longitudinales y las muescas internas donde se ubican las uñas y los chaveteros internos.

Datos:

$$W_1 = 20 \text{ kgf}$$

$$q = 490 \text{ N/m fuerza distribuida}$$

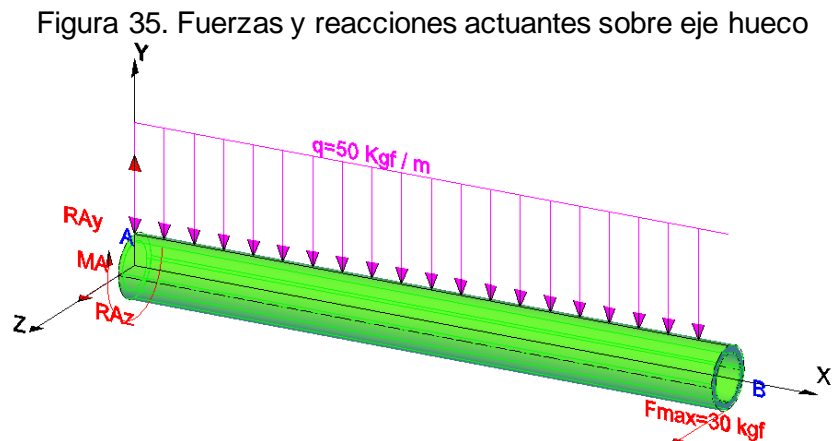
$$F_{\text{máx}} = 30 \text{ kgf}$$

$$\omega = 400 \text{ rpm}$$

$$d = 0,0382 \text{ m}$$

$$S_{\text{sy}} = 220 \text{ MPa}$$

$$n = 1,7 \text{ asumido}$$



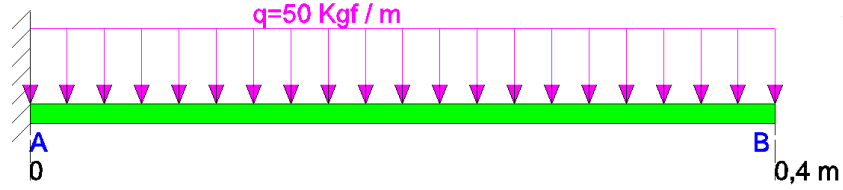
Fuente: Autora

Para el cálculo de las reacciones que se producen analizar los planos:

- Cálculo de las reacciones en el plano XY

Se descomponen las fuerzas ejercidas en el plano XY

Figura 36. Fuerzas en el eje plano XY carcasa

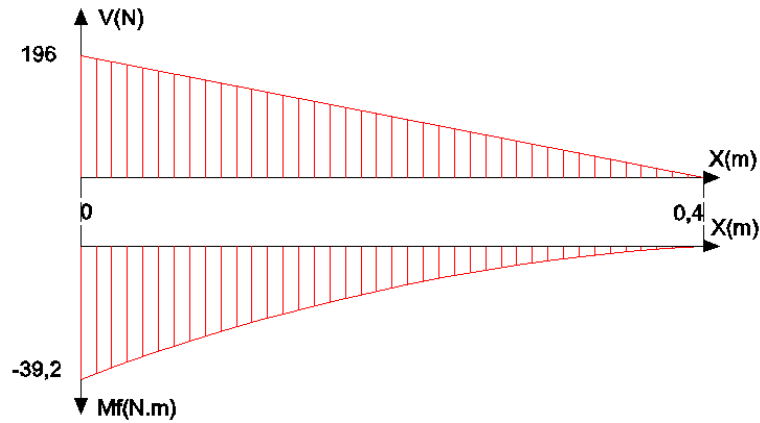


Fuente: Autora

$$R_{AY} = 196 \text{ N} \uparrow$$

$$M_A = 39,2 \text{ N.m (ccw)}$$

Figura 37. Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XY carcasa

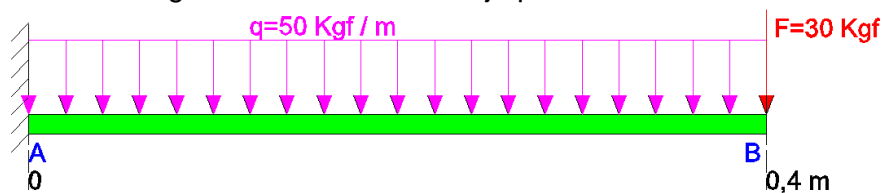


Fuente: Autora

- Cálculo de las reacciones en el plano XZ

Se descompone el plano XZ

Figura 38. Fuerzas en el eje plano XZ carcasa



Fuente: Autora

$$R_{AZ} = 490 \text{ N} \uparrow$$

$$M_A = 156,8 \text{ N.m (ccw)}$$

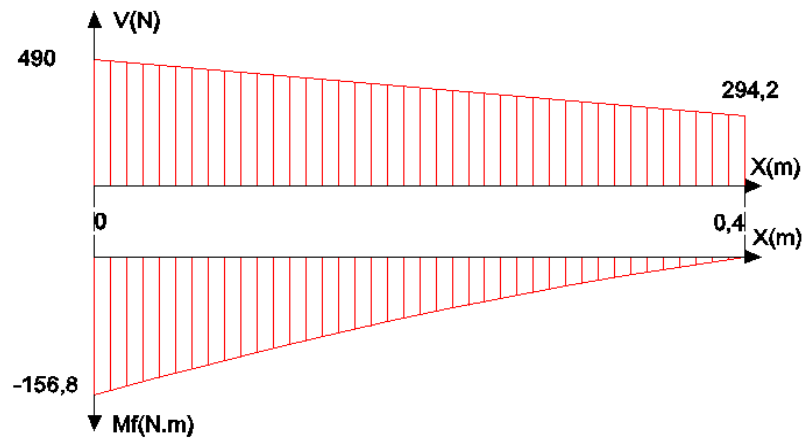
- Cálculo del momento máximo

$$M = \sqrt{M_{A-XY}^2 + M_{A-XZ}^2}$$

(6)

$$M = \sqrt{39,2^2 + 156,8^2} = 162 \text{ N.m}$$

Figura 39. Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XZ carcasa

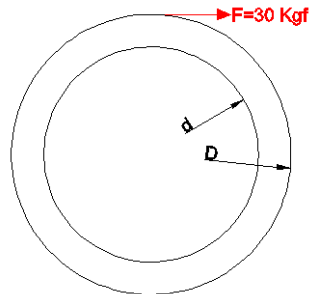


Fuente: Autora

- Cálculo del torque

$$T = F \left(\frac{d}{2} + \frac{D}{2} \right) \quad (27)$$

Figura 40. Tensión aplicada en el punto extremo



Fuente: Autora

$$T = 294,1 \left(\frac{0,0381 + D}{2} \right)$$

$$T = 5,6 + 147,1D$$

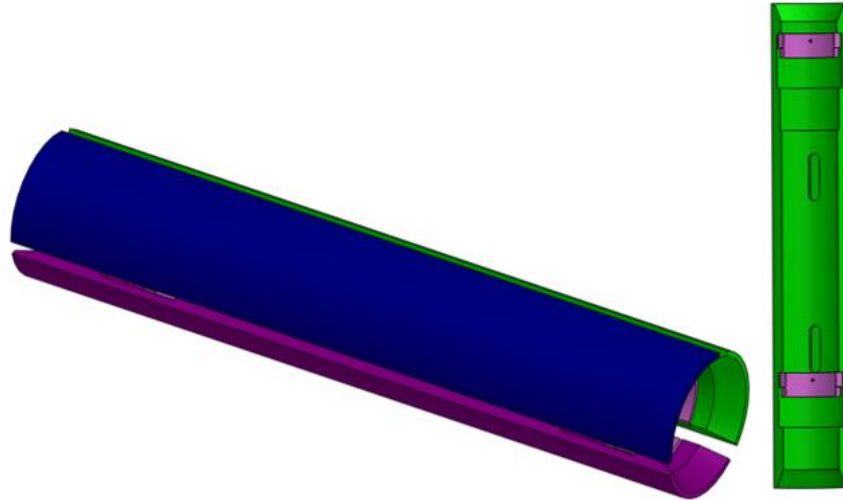
- Análisis de la carcasa a fatiga

Se aplica el mismo análisis de fatiga del elemento anterior, y considerándolo como eje hueco planteamos:

$$\sigma_a = \frac{32 * M * D}{\pi(D^4 - d^4)} \quad (28)$$

$$\lambda_m = \frac{16 * T * D}{\pi(D^4 - d^4)} \quad (29)$$

Figura 41. Vista isométrica carcasa del eje y vista interior



Fuente: Autora

Determinando los valores de esfuerzos fluctuantes equivalentes:

$$\sigma_{aequi} = \sqrt{\sigma_a^2 + \lambda_a^2} = \frac{32 * M * D}{\pi(D^4 - d^4)} = \frac{32 * 162 * D}{\pi * (D^4 - 0,0381^4)} = \frac{1650D}{(D^4 - 0,0381^4)} \quad (30)$$

$$\sigma_{mequi} = \sqrt{\sigma_m^2 + \lambda_m^2} = \frac{16 * T * D}{\pi(D^4 - d^4)} = \frac{16 * (5,6 + 147,1D) * D}{\pi * (D^4 - 0,0381^4)} = \frac{28,54 + 749,17D}{(D^3 - 0,0381^3)} \quad (31)$$

Se reemplaza los nuevos cálculos en la ecuación de Soderberg, en la ecuación (15) y con las mismas propiedades del anterior material, para obtener el diámetro.

$$\frac{\frac{1650D}{(D^4 - 0,0381^4)}}{110 \times 10^6} + \frac{\frac{28,54 + 749,17D}{(D^3 - 0,0381^3)}}{370 \times 10^6} = \frac{1}{1,7}$$

$$D = 0,06941 \text{ m} = 69,41 \text{ mm}$$

Estandarizando la dimensión sugerido por el catálogo comercial de DIPAC. (ANEXO B) se seleccionó un diámetro de $D = 70 \text{ mm}$. El valor del diámetro se lo sustituye en las ecuaciones (30) y (31), obteniendo los valores de los esfuerzos fluctuantes.

$$\sigma_{aequi} = \sqrt{\sigma_a^2 + \lambda_a^2} = \frac{32 * M * D}{\pi(D^4 - d^4)} = \frac{32 * 162 * 0,06985}{\pi * (0,07^4 - 0,0381^4)} = 5,2 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{mequi} = \sqrt{\sigma_m^2 + \lambda_m^2} = \frac{16 * T * D}{\pi(D^4 - d^4)} = \frac{16 * 147,1 * 0,06985}{\pi * (0,07^3 - 0,0381^3)} = 0,26 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$$

- Calculamos los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Dada las dimensiones que satisfagan el diseño se procede a las verificaciones respectivas

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_g k_e S_e' \quad (12)$$

$k_a=0,9$ rectificado fino o pulido comercial (ANEXO 1C)

$k_b=0,7875$ para un diámetro entre $2,79 \leq d \leq 51$ mm (ANEXO 2C)

$k_c=0,814$ para una confiabilidad del 99% (ANEXO 3C)

$k_d= k_g= 1$

Se reemplaza los datos en la ecuación (12):

$$S_e = 0,8 * 0,7875 * 0,814 * 1 * 220 = 112,83 \text{ MPa}$$

- Determinación del factor de concentración de esfuerzos varios.

Las tres partes en que se divide la carcasa contienen dos chaveteros construidos interiormente por lo que se toma en cuenta como factor de concentración.

La sensibilidad del chavetero interior se halla por medio del ANEXO 5C, donde para un chavetero de patín tenemos $k_f=1,3$.

Sustituyendo los datos en la ecuación (15), el factor de seguridad es:

$$\frac{k_f * \sigma_{a \text{ equi}}}{S_e} + \frac{\sigma_{m \text{ equi}}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1,9$$

$$n_{\text{asumido}}=1,7 < n_{\text{calculado}}=1,9$$

- Cálculo del espesor de la carcasa

El eje hueco con el que se va a construir la carcasa tiene que soportar el peso de la bobina sobre él, por lo actúa como una barra hueca donde se va enrollando la cinta de rafia, es decir que está sujeto a flexión, para encontrar el esfuerzo a aplastamiento necesitamos:

Datos:

$$S_y = 370 \text{ MPa}$$

$$D = 0,07 \text{ m}$$

$$M_{\text{máx}} = 134,3 \text{ N.m}$$

$$n = 1,7 \text{ asumido}$$

La ecuación general para el cálculo de la flexión en un eje hueco es:

$$\sigma = \frac{32 * M * D}{\pi (D^4 - d^4)} \quad (32)$$

Se reemplaza los datos en la ecuación (32):

$$\sigma = \frac{32 * 162 * 0,07}{\pi * (0,07^4 - d^4)} = \frac{115,5}{(0,07^4 - d^4)}$$

Según la ecuación de Von Mises de flexión pura es:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{2n} \quad (33)$$

Se sustituye en la ecuación (33) y hallando el diámetro "d":

$$\frac{115,5}{(0,07^4 - d^4)} = \frac{185 * 10^6}{1,7}$$

$$d = 0,06469 \text{ m} \approx 65 \text{ mm}$$

Comprobando que la dimensión es la correcta, poner el valor de "d" en la ecuación (32)

$$\sigma = \frac{115,5}{(0,07^4 - 0,065^4)} = 18,75 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$$

Este valor lo se lo coloca en la ecuación (33), el factor de seguridad tenemos:

$$18,75 = \frac{370 * 10^6}{n}$$

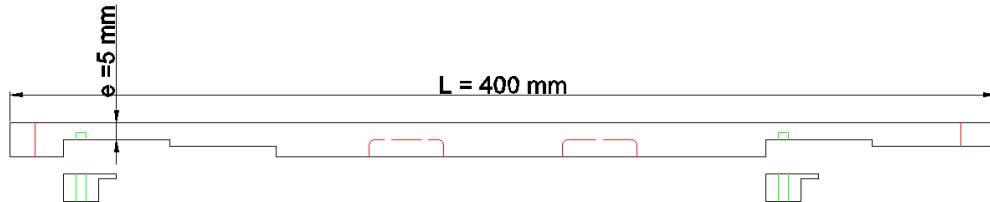
$$n = 2,3$$

Se determina el espesor mínimo “e” para que soporte la carga conociendo que:

$$D - d = e \quad (34)$$

$$e = 70 - 65 = 5 \text{ mm}$$

Figura 42. Vista longitudinal de la configuración eje expandible



Fuente: Autora

- Deformación del eje de bobinado:

Para hallar la deformación que se producirá en el eje usamos el método de la doble integración descrito anteriormente:

La fuerza puntual es, según la ecuación (22), es:

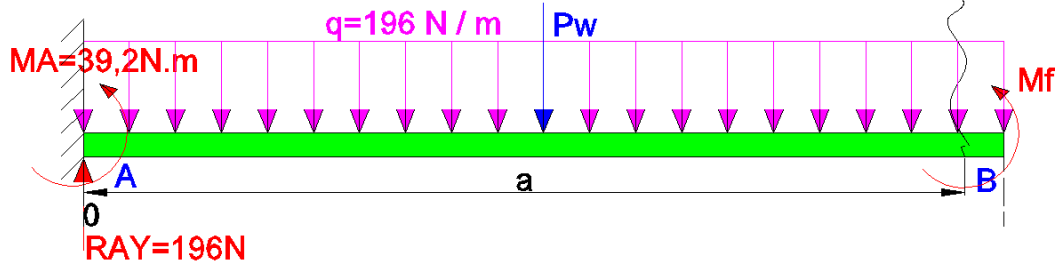
$$P_w = w_1 * a = 490 * a \text{ [N]}$$

Inercia del eje es:

$$I = \frac{\pi * [0,035^4 - 0,0325^4]}{4} = 384,96 * 10^{-9} \text{ m}^4$$

En el plano XY, realizando la sumatoria de fuerzas aplicadas en el eje según la figura 45, la ecuación del momento flector es:

Figura 43. Fuerza y reacciones plano XY carcasa



Fuente: Autora

$$M_f = 196 * a - 39,2 - 490 * a * \frac{a}{2}$$

Según la ecuación (19) se halla las ecuaciones de la elástica de la carcasa:

Primera integración:

$$E. I. y' = \frac{196a^2}{2} - \frac{245a^3}{3} - 39,2a + C$$

Segunda integración:

$$E. I. y'' = \frac{196a^3}{6} - \frac{245a^4}{12} - \frac{39,2a^2}{2} + Ca + D$$

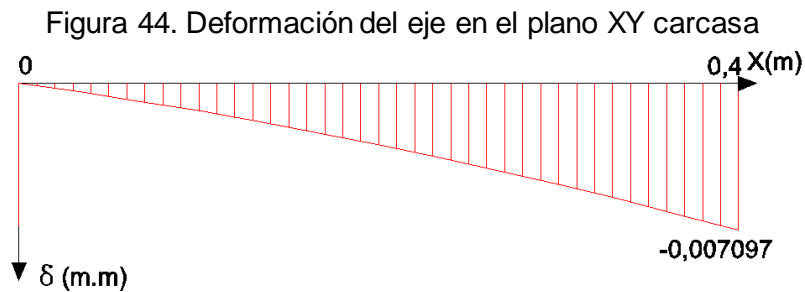
Se determina las constantes:

Para $a = 0$
 $C=0$ y $D=0$

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta = 0 \\ y = 0 \end{array} \right.$$

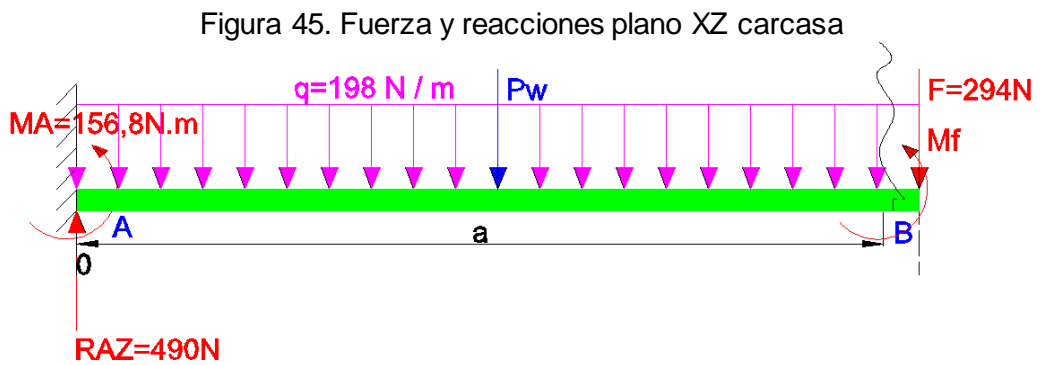
Para $a = 0,4 \text{ m}$

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta = -24 * 10^{-6} \text{ rad} \\ y = -0,007097 \text{ mm} \end{array} \right.$$



Fuente: Autora

En el plano XZ las fuerzas se ven en la figura 47, en donde el momento flector es:



Fuente: Autora

$$M_f = 490 * a - 156,8 - 490 * a * \frac{a}{2}$$

Según la ecuación (18) se hallan las expresiones de la elástica de la carcasa:

Primera integración:

$$E. I. y' = \frac{490a^2}{2} - \frac{245a^3}{3} - 156,8a + C$$

Segunda integración:

$$E. I. y'' = \frac{490a^3}{6} - \frac{245a^4}{12} - \frac{156,8a^2}{2} + Ca + D$$

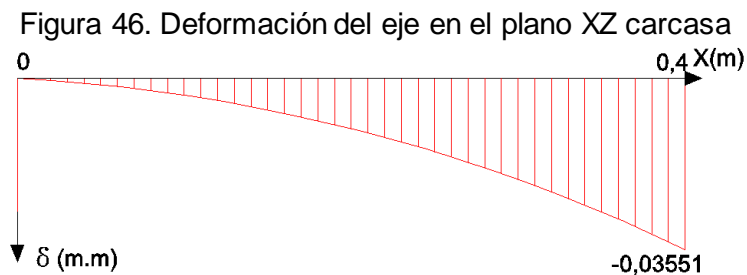
Se determinan las constantes:

$$\begin{cases} \theta = 0 \\ y = 0 \end{cases}$$

Para a=0
C=0 y D=0

$$\begin{cases} \theta = -130 * 10^{-4} \text{ rad} \\ y = -0,03551 \text{ mm} \end{cases}$$

Para a=0,4 m



Fuente: Autor

Cálculo de la deformación total:

La deformación máxima que soporta el eje hueco en voladizo está en el punto extremo.

$$\delta_{\text{cál}} = \sqrt{\delta_{xy}^2 + \delta_{xz}^2} \quad (38)$$

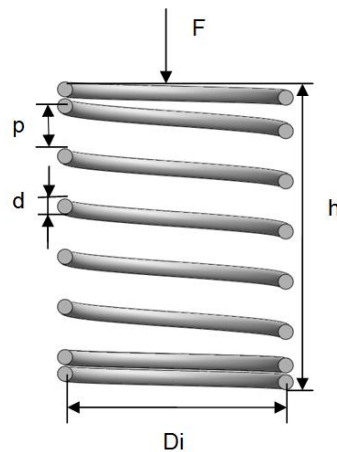
$$\delta_{\text{cál}} = \sqrt{(-0,007097)^2 + (-0,03551)^2} = 0,0362 \text{ mm}$$

$$0,83 \text{ mm} > 0,0362 \text{ mm}$$

4.1.3 Diseño del muelle a compresión. El muelle para que la carcasa se pueda montar sobre el de bobinado está sujeto a una fuerza axial ejercida sobre él por el operario, esta fuerza F se ha seleccionado por el ANEXO D, con un valor de 7kgf, con aplicación del 30% del peso del cuerpo de un hombre promedio.

Para el diseño se tomó un alambre revenido UNS G10650 ANEXO E, para resortes de uso general, fabricados en diámetros desde 0,5 mm a 12 mm, dados por el fabricante.

Figura 47. Partes del muelle a compresión



Fuente: Autora

Datos:

$$h = 50 \text{ mm}$$

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

$$F = 7,50 \text{ kgf} = 73,56 \text{ N}$$

$$\delta = 18 \text{ mm}$$

Este muelle está sometido a fuerzas de compresión aplicado por el obrero al ajustar la tuerca cono para expandir la carcasa, de manera que el resorte trabaja contraído la mayor parte del tiempo, por lo tanto se realiza un diseño estático usando la ecuación:

$$\frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \left(1 + \frac{0,5}{C} \right) = \frac{S_{sy}}{n} \quad (39)$$

- Cálculo del diámetro medio

$$D = D_i + d \quad (40)$$

$$D = 40 + d$$

- Cálculo del índice del resorte

$$C = \frac{D}{d} \quad (41)$$

$$C = \frac{40 + d}{d}$$

- Cálculo del esfuerzo permisible a corte

Datos:

$$A_p = 149 \text{ kpsi} = 104; 739 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \quad (\text{ANEXO F})$$

$$m = 0,186 \quad (\text{ANEXO F})$$

$$S_{sy} = 0,577 * 0,75 * \frac{A}{d^m}$$

$$S_{sy} = \frac{45,33}{d^{0,186}}$$

Se reemplaza todos los datos en la ecuación (34) y se despeja la variable “d” donde se tiene:

$$\frac{8 * 7,5 * (40 + d)}{\pi * d^3} \left(1 + \frac{0,5}{\frac{40 + d}{d}} \right) = \frac{45,33}{d^{0,186}}$$

$$d = 2,96 \text{ mm} \approx 3 \text{ mm}$$

Por lo que para la construcción de los muelles internos a compresión se elige un diámetro de alambre de 3mm.

- Cálculo de la longitud libre

$$l_f = h + \delta \quad (42)$$

$$l_f = 50 + 18 = 68 \text{ mm}$$

- Cálculo del número de espiras

El muelle que se requiere es un resorte cuadrado y rectificando, es decir que tiene 2 espira en los extremos, por lo que el número total de espiras será:

$$N_t = N_a + 2 \quad (43)$$

Cálculo del número de espiras activas:

- Razón del resorte es:

$$k = \frac{F}{\delta} \quad (44)$$

$$k = \frac{73,56 \text{ N}}{0,018 \text{ m}} = 4 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Se coloca los datos:

$$G = 79,3 \text{ GPa}$$

$$C = 14$$

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

$$N_a = \frac{G*d}{8*C^3*k*(1+\frac{0,5}{C^2})} \quad (45)$$

$$N_a = \frac{79,3 * 10^9 * 3 * 10^{-3}}{8 * 14^3 * 4 * 10^3 * (1 + \frac{0,5}{14^2})} = 2,7 \approx 3 \text{ espiras activas}$$

Con el valor de $N_a = 3$ espiras en la ecuación (43), donde se obtiene el número total de espiras $N_t = 5$.

- Cálculo del paso

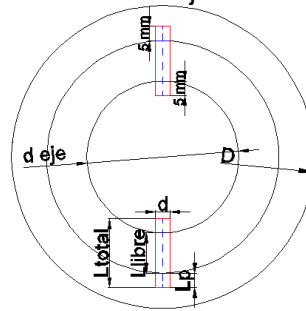
$$p = \frac{(l_f - 2d)}{N_a} \quad (46)$$

$$p = \frac{68 - (2 * 3)}{3} = 20,666 \text{ mm/espira}$$

- Diseño del chavetero

El chavetero está sujeto a dos clases de esfuerzos al de cizalladura o corte y de aplastamiento, para que las chavetas se mantengan en su posición se realiza un guía en el interior del eje de la carcasa.

Figura 48. Vista transversal eje flexible, con la chaveta



Fuente: Autora

- Diseño a corte

$$\lambda = \frac{F}{A_{\text{corte}}} = \frac{S_y}{2n} \quad (46)$$

$$\frac{294,2 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} * d^2} = \frac{170 * 10^6}{2 * 2}$$

$$d = 6 \text{ mm}$$

- Diseño a aplastamiento

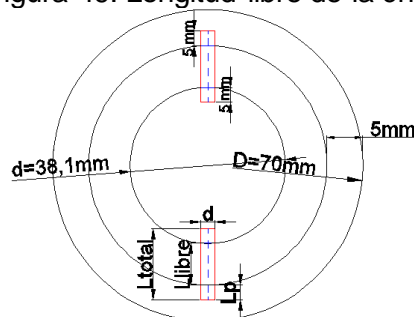
$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{aplas}}} = \frac{S_y}{n} \quad (47)$$

$$\frac{294,2 \text{ N}}{\frac{\pi}{8} * d * L_p} = \frac{170 * 10^6}{2}$$

$$L_p = 3 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm recomendado}$$

- Longitud libre de la chaveta

Figura 49. Longitud libre de la chaveta



Fuente: Autora

Por la geometría del sistema:

$$L_{\text{libre}} = \frac{70}{2} - 5 - \frac{38,1}{2} \quad (48)$$

$$L_{\text{libre}} = 10,95 \text{ mm}$$

Pero como el diámetro D es contraíble en por su constitución lo ajustamos a 10 mm, por lo tanto, la longitud libre es $L_{\text{libre}} = 10 \text{ mm}$

Para la longitud total de la chaveta se debe observar el valor libre L_{libre} que hay entre el eje de bobinado y el chavetero interior en la carcasa, más la profundidad para el asentamiento de la misma.

$$L_{\text{total}} = 2L_p + L_{\text{libre}} \quad (49)$$

$$L_{\text{total}} = 2 * 5 + 10 = 20 \text{ mm}$$

4.1.4 Selección rodamiento y chumacera eje de bobinado. Para la elección del rodamiento que más convenga según las características de carga al que está sometido designamos las siguientes variables para estimar él adecuado.

- ◆ Va a trabajar en un promedio de 18 h diarias.
- ◆ Con un promedio de 300 días al año.
- ◆ Con 8 años de vida útil.
- ◆ El eje gira a $\omega = 400\text{rpm}$.

Cálculo de la carga actuante

La selección se realiza en base a la carga radial que debe soportar el rodamiento, para eso tomamos los valores calculados del análisis de las reacciones hallados en el eje de bobinado.

$$R_{Ay} = 196 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 490 \text{ N}$$

Como se observó en el análisis anterior solo se vio fuerzas radiales lo que sugiere que se buscara un rodamiento de bolas, ya que estos ofrecen gran resistencia a las fuerzas, es decir el más acertado para este caso.

Se calcula el equivalente:

$$F_{\text{radial}} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \quad (50)$$
$$F_{\text{radial}} = \sqrt{196^2 + 490^2} = 527,7 \text{ N}$$

- Cálculo del factor de velocidad f_n y el factor de vida f_h de los rodamientos

Primero determinamos la vida nominal básica

$$L^{10} = \text{horas} * \text{días} * \text{años} \quad (51)$$
$$L^{10} = 18 * 300 * 8 = 43200 \text{ h}$$

Con esta vida y las 400 rpm se va al catálogo de rodamientos, de donde se obtienes:

$$f_n = 0,44 \text{ y } f_h = 4,3$$

- Diseño a carga dinámica

Datos:

$$F_r = 527,7 \text{ N}$$

$$d_{\text{mín}} = 50 \text{ mm}$$

$$C_r = 6,6 \text{ kN}$$

Para encontrar el valor de la carga dinámica tenemos:

$$P = x * F_r + y * F_a \quad (52)$$

El fabricante del catálogo sugiere $x = 1$ y la F_a fuerza axial no se la considere, por lo que

$$P = 527,7 \text{ N}$$

La ecuación del factor del esfuerzo dinámico.

$$C_{\text{req}} = \frac{f_h}{f_n} * P \quad (53)$$

$$C_{\text{req}} = \frac{4,3}{0,44} * 527,7 = 5157,5 \text{ N}$$

Se verifica:

$$C_{req} < C_r$$

- Diseño a carga estática

Datos:

$$F_r = 527,7 \text{ N}$$

$$d_{\min} = 50 \text{ mm}$$

$$C_{Or} = 6,1 \text{ kN}$$

$$P_{Or} = X_0 * F_r + Y_0 * F_a \quad (54)$$

Por datos del fabricante $X_0 = 0,6$ y como F_a no hay, en la ecuación (53):

$$P_{Or} = 0,6 * 527,7 = 316,62 \text{ N}$$

Dado por el fabricante se considera:

$$P_{Or} < F_r \quad \text{Use } P_{Or} = F_r$$

$$P_{Or} = 527,7 \text{ N}$$

- Ecuación del factor del esfuerzo estático.

Según el catálogo de rodamientos NTN, sugiere que el factor de esfuerzo estático f_s para exigencias normales debe estar entre 1 a 1,5, entonces tomamos un valor mediado de $f_s = 1,2$

$$C_{Oreq} = f_s * P_{Or} \quad (55)$$

$$C_{Oreq} = 1,2 * 527,7 = 633,24 \text{ N}$$

$$C_{Oreq} < C_{Or}$$

Con el $d_{\min} = 50 \text{ mm}$ y los valores de C_{req} y C_{Oreq} más cercanos al C_r y C_{Or} del catalogo se a seleccionado un rodamiento 6810ZZ, con tapas

Tabla 4. Datos técnicos del rodamiento

Rodamiento de bolas 6810zz		
d	50	mm
D	65	mm
B	7	mm
r	0,3	mm
Cr	6,6	kN
Cor	6,1	kN

Fuente: Catalogo NTN

- Selección de la chumacera

Se solicita una chumacera de pared del catálogo de NTN que con el rodamiento de bolas código 6810ZZ, se seleccionó una chumacera tipo brida redonda con borde para montaje, alojamiento de acero fundido y con tornillo de fijación, que es útil para una reducción del tamaño del equipo, con una gran resistencia

Tabla 5. Datos técnicos chumacera

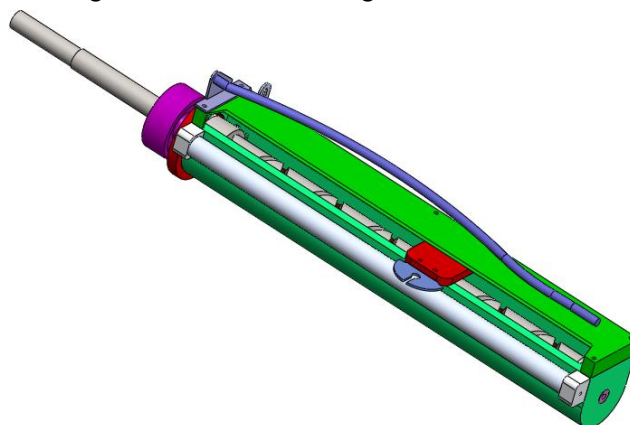
Chumacera UCF210D1		
Diámetro eje	50	mm
Longitud	165	mm
Peso	3	kg
Tamaño perno	M14	unid

Fuente: Catalogo NTN

4.2 Diseño de los elementos del sistema de guiado

Este no es más que un eje en donde se ha sobrepuesto un helicoidal enrollado alrededor de él, con una carrera de avance y otra de retroceso, el mismo que proporciona un tejido específico que nos da una bobina de forma cilíndrica y compacta.

Figura 50. Sistema de guiado de la rafia



Fuente: Autora

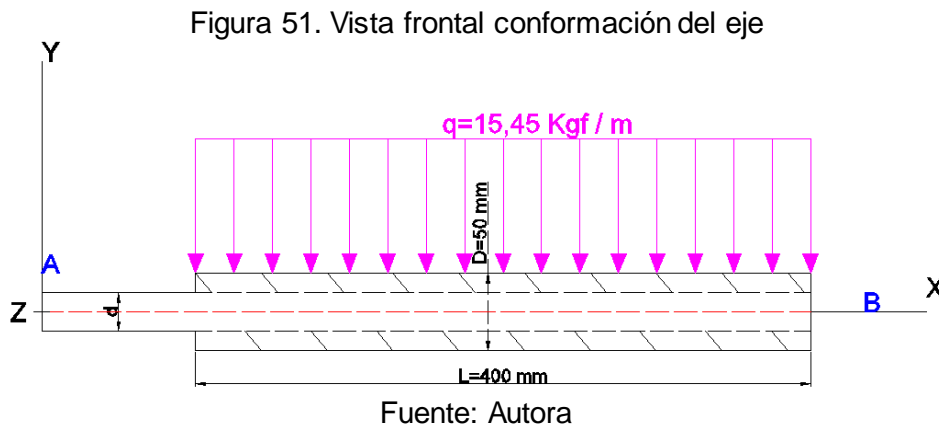
Donde sus principales movimientos son: movimiento de rotación del mandril alrededor de su eje de revolución y movimiento de traslación del sistema de distribución de fibras o hilos a lo largo de la longitud del mandril.

- Determinando la fuerza actuante

El eje está soportando el peso de la plantilla guía del enrollado y la fuerza que ofrece la cinta al pasar por la cuña guiadora. Para este elemento se propone trabajar con un acero AISI 1040 laminado en caliente cuyas propiedades son:

$$\rho = 7,87 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$$

$$S_{ut} = 590 \text{ MPa y } S_y = 490 \text{ MPa}$$



Se halla el peso de la plantilla:

$$V = \frac{\pi}{4} * d^2 * L \quad (56)$$

$$V = \frac{\pi}{4} * 5^2 * 40$$

$$V = 785,4 \text{ cm}^3$$

$$m = \rho * V \quad (57)$$

$$m = 7,87 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} * 785,4 \text{ cm}^3$$

$$m = 6181 \text{ gr} \approx 6,18 \text{ kg}$$

$$w1 = m * g \quad (58)$$

$$w_1 = 6,18 \text{ kg} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$w_1 = 60,57 \text{ N} = 6,18 \text{ kgf}$$

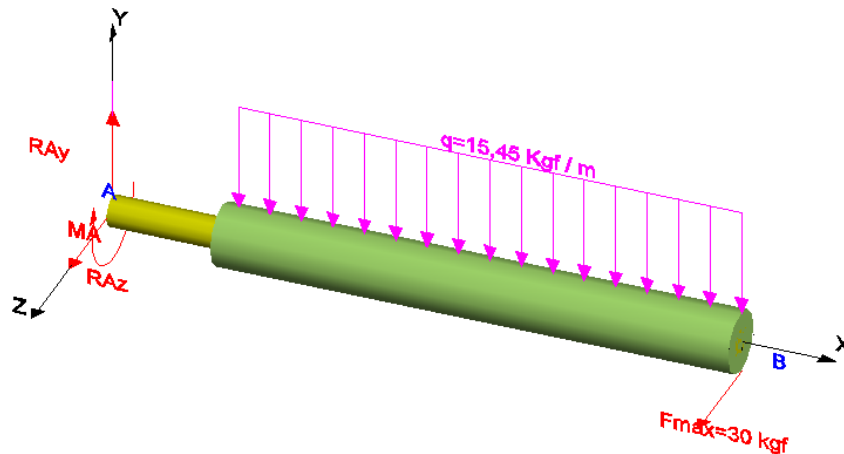
La carga distribuida es:

$$q = \frac{W_1}{L} = \frac{6,18 \text{ kgf}}{0,40 \text{ m}} = 15,45 \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

4.2.1 Diseño del rodillo guiador. El rodillo guiador contiene ranuras semejantes al recorrido de un tornillo de avance de ida y entrecruzada con la trayectoria de retroceso (PLANO 9).

Para el diseño del rodillo guiador se considera su propio peso que influye por estar en voladizo, es decir el peso de la plantilla W_1 y la fuerza de tensión de la rafia que actúa sobre el eje.

Figura 52. Fuerzas y reacciones aplicadas sobre el eje guiador voladizo



Fuente: Autora

Datos:

$$W_1 = 6,18 \text{ kgf} = 60,57 \text{ N}$$

$$\omega = 340 \text{ rpm}$$

$$\text{Fuerza distribuida } q = 15,45 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} = 151,4 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

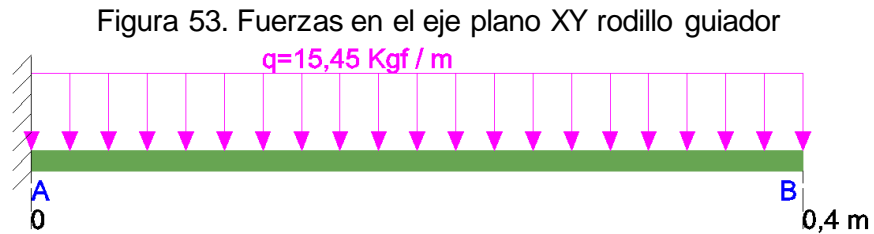
$$F_{\text{max}} = P_1 = 30 \text{ kgf} = 294,2 \text{ N}$$

$n = 1,7$ valor asumido recomendado.

Para un buen análisis de fuerzas actuantes sobre el eje se descompone:

- Cálculo de las reacciones en el plano XY

Descomponiendo las fuerzas en el plano para analizar las reacciones:

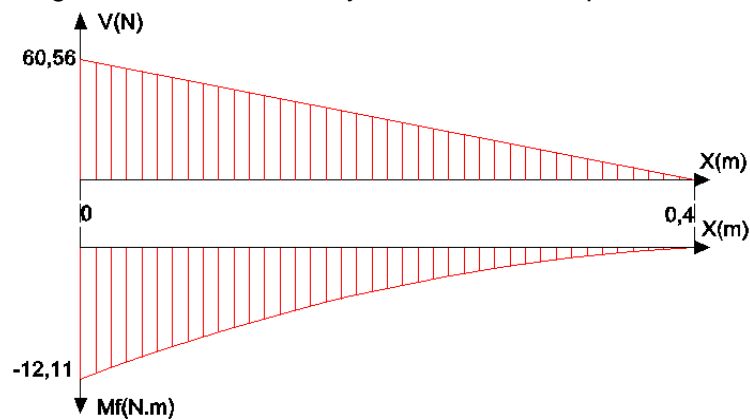


Fuente: Autora

$$R_{AY} = 60,56 \text{ N } \uparrow$$

$$M_f = 12,11 \text{ N.m (Ccw)}$$

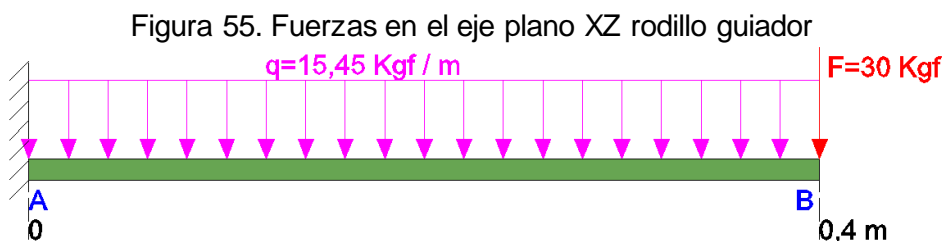
Figura 54. Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XY rodillo guiador



Fuente: Autora

- Cálculo de las reacciones en el plano XZ

Se determina las reacciones que producen las fuerzas, mostrada en la figura 57

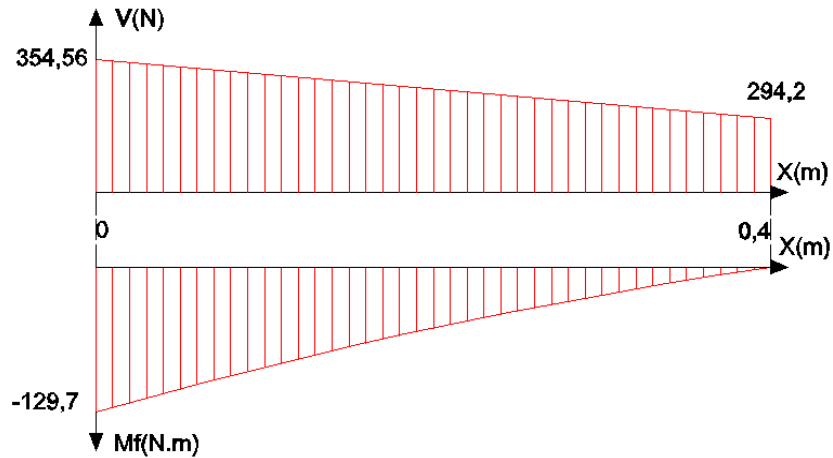


Fuente: Autora

$$R_{AZ} = 354,56 \text{ N } \uparrow$$

$$M_A = 129,7 \text{ N.m (Ccw)}$$

Figura 56. Diagrama fuerza cortante y momento flector plano XZ rodillo guiador



Fuente: Autora

- Cálculo del momento máximo

$$M = \sqrt{M_{A-XY}^2 + M_{A-XZ}^2} \quad (6)$$

$$M = \sqrt{12,11^2 + 129,7^2}$$

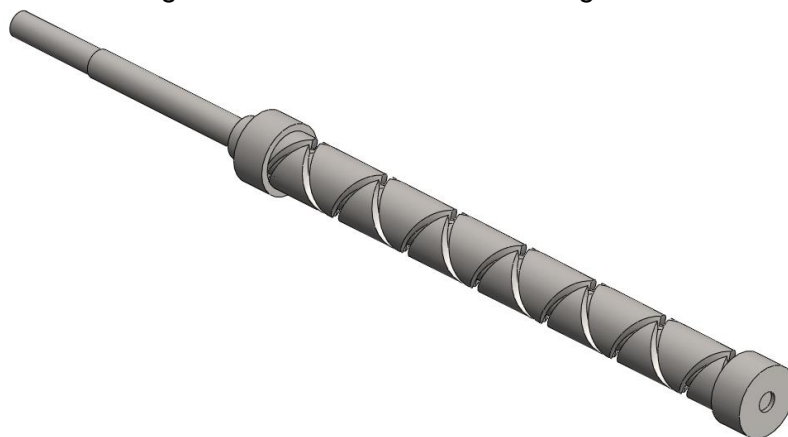
$$M = 130 \text{ N.m}$$

- Análisis del torque

Se aplica el mismo criterio anterior pues la cinta actúa con la misma tensión por todo su trayectoria:

$$T = 147,1 * d \quad (59)$$

Figura 57. Vista isométrica rodillo guiador



Fuente: Autora

- Análisis del eje guiador a fatiga

Para un eje macizo y las fuerzas fluctuantes se plantean:

$$\sigma_{a\text{equi}} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 130 \text{ N.m}}{\pi \cdot d^3} = \frac{1324}{d^3} \quad (10)$$

$$\sigma_{m\text{equi}} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 147,1 \cdot d}{\pi \cdot d^3} = \frac{749,2}{d^2} \quad (11)$$

Se reemplaza en la ecuación de Soderberg (15):

$$\frac{\frac{1324}{d^3}}{147,5 \times 10^6} + \frac{\frac{749,2}{d^2}}{490 \times 10^6} = \frac{1}{1,7}$$

Se despeja y resuelve los términos:

$$d = 0,025 = 25 \text{ mm}$$

El valor del diámetro colocar en (10) y (11), y se halla los esfuerzos fluctuantes

$$\sigma_{a\text{equi}} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 130 \text{ N.m}}{\pi \cdot 0,025^3} = 85 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{m\text{equi}} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 147,1 \cdot 0,025}{\pi \cdot 0,025^3} = 1,19 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$$

- Cálculo de los factores que modifican la resistencia a fatiga

En la ecuación de Joseph Marín

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_g k_e S_e' \quad (12)$$

Se busca los valores y se procede a la correspondiente verificación:

$k_a = 0,8$ para mecanizado (ANEXO 1C)

$k_b = 0,8857$ para un diámetro entre $2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$ (ANEXO 2C)

$k_c = 0,814$ para una confiabilidad del 99% (ANEXO 3C)

$k_d = k_g = 1$

- Cálculo del límite de fatiga del elemento mecánico a esfuerzo real

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} \quad (\text{flexión pura}) \quad (13)$$

$$S_e' = 0,5 * 590 \text{ MPa} = 295 \text{ MPa}$$

Se reemplaza en la ecuación (11):

$$S_e = 0,8 * 0,8857 * 0,814 * 1 * 295$$

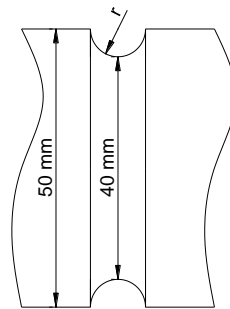
$$S_e = 170,14 \text{ MPa}$$

- Determinación del factor de concentración de esfuerzos varios.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (16)$$

Por muesca sobre el eje:

Figura 58. Muesca sobre el eje



Fuente: Autora

El radio de muesca se recomienda el valor de $r = 5 \text{ mm}$,

$$\frac{r}{d} = \frac{5}{40} = 0,125 \quad (60)$$

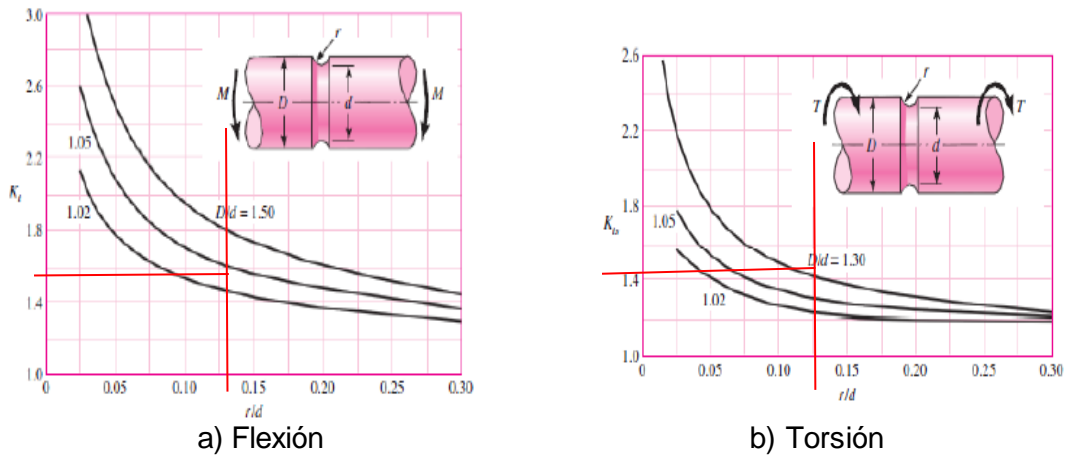
$$\frac{D}{d} = \frac{50}{40} = 1,25 \quad (61)$$

Con estos datos vamos a la figura 61 y los valores de k_t :

$$k_{\text{flexión}} = 1,7$$

$$k_{\text{torsión}} = 1,3$$

Figura 59. Muesca en un eje sometido a a) flexión y b) torsión



Fuente: SHIGLEY, 1985

Se halla el valor de los factores de concentración, sustituyendo los valores en la ecuación (18):

$$k_{\text{flexión}} = 1 + 0,8(1,7 - 1) = 1,56$$

$$k_{\text{torsión}} = 1 + 0,8(1,3 - 1) = 1,24$$

Sustituyendo los datos en la ecuación (15), y despejando el factor de seguridad:

$$\frac{k_f \cdot \sigma_{\text{aequi}}}{S_e} + \frac{\sigma_{\text{mequi}}}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (16)$$

$$\frac{85 \times 10^6}{170,14 \times 10^6} + \frac{1,19 \times 10^6}{490 \times 10^6} = \frac{1}{n}$$

$$n = 2,11$$

$$n_{\text{asumido}} = 1,7 < n_{\text{calculado}} = 2,11$$

- Deformación del eje de bobinado:

Para hallar la deformación que se producirá en el eje usamos el método de la doble integración descrito anteriormente:

La fuerza puntual es:

$$P_w = w_1 * a = 151,4 * a \text{ [N]}$$

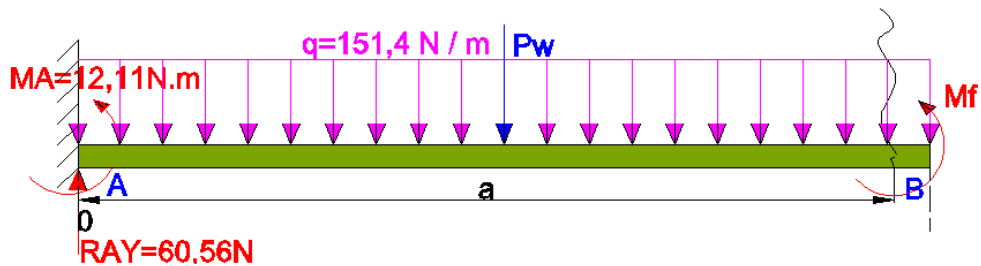
Inercia del eje:

$$I = \frac{\pi * 0,0125^4}{4} = 19,17 * 10^{-9} \text{ m}^4$$

En el plano XY las fuerzas actuantes sobre el eje se ven en la figura 62, en donde la ecuación del momento flector es:

$$M_f = 60,56 * a - 12,11 - 151,4 * a * \frac{a}{2}$$

Figura 60. Fuerza y reacciones plano XY carcasa



Fuente: Autora

Según la ecuación (19) se hallan las ecuaciones de la elástica del eje de bobina:

Primera integración:

$$E.I.y' = \frac{60,56a^2}{2} - \frac{75,7a^3}{3} - 12,11a + C$$

Segunda integración:

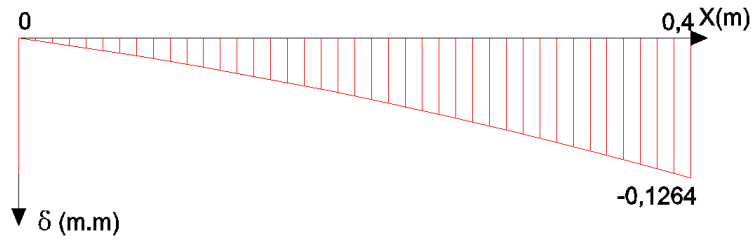
$$E.I.y'' = \frac{60,5a^3}{6} - \frac{75,7a^4}{12} - \frac{12,11a^2}{2} + Ca + D$$

Se determinan las constantes:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Para } a=0 \\ C=0 \text{ y } D=0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \theta = 0 \\ y = 0 \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Para } a=0,4 \text{ m.} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \theta = -421 * 10^{-6} \text{ rad} \\ y = -0,1264 \text{ mm} \end{array}$$

Figura 61. Deformación del eje en el plano XY carcasa

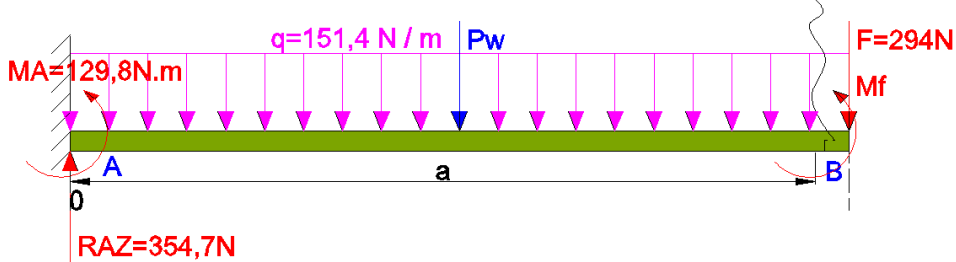


Fuente: Autora

En plano XZ las fuerzas actuantes sobre el eje se ven en la figura 64, en donde la ecuación del momento flector es:

$$M_f = 354,7 * a - 129,8 - 151,4 * a * \frac{a}{2}$$

Figura 62. Fuerza y reacciones plano XZ carcasa



Fuente: Autora

Primera integración:

$$E. I. y' = \frac{354,7a^2}{2} - \frac{75,7a^3}{3} - 129,8a + C$$

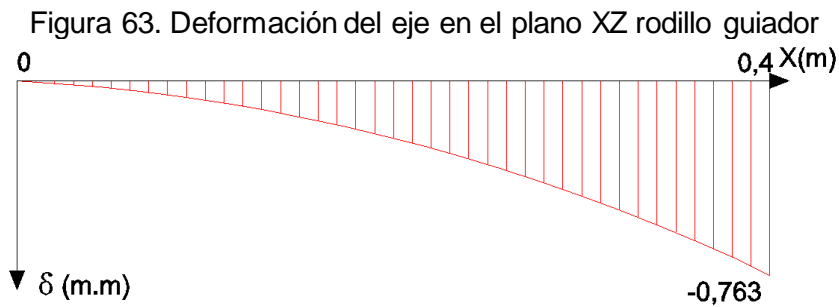
Segunda integración:

$$E. I. y'' = \frac{354,7a^3}{6} - \frac{75,7a^4}{12} - \frac{129,8a^2}{2} + Ca + D$$

Se determinan las constantes:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Para } a=0 \\ C=0 \text{ y } D=0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \theta = 0 \\ y = 0 \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Para } a=0,4 \text{ m.} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \theta = -6,15 * 10^{-3} \text{ rad} \\ y = -0,646 \text{ mm} \end{array}$$



Fuente: Autora

- Cálculo de la deformación total:

$$\delta_{\text{cál}} = \sqrt{\delta_{xy}^2 + \delta_{xz}^2} \quad (38)$$

$$\delta_{\text{cál}} = \sqrt{(-0,1264)^2 + (-0,763)^2} = 0,77 \text{ mm}$$

$$0,83\text{mm} > 0,77 \text{ mm}$$

4.2.2 Selección del rodamiento del sistema de guiado. En la selección de rodamiento más adecuado para el sistema se toma en consideración lo siguiente:

- Va a trabajar en un promedio de 18 h diarias.
- Con un promedio de 300 días al año.
- Con 8 años de vida útil.
- El eje gira a $\omega = 340 \text{ rpm}$
- Cálculo de la carga actuante:

Con los valores de las reacciones anteriormente calculados

$$R_{AY} = 60,56 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = 354,56 \text{ N}$$

Se obtiene el equivalente:

$$F_{\text{radial}} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} \quad (64)$$

$$F_{\text{radial}} = \sqrt{60,56^2 + 354,56^2}$$

$$F_{\text{radial}} = 359,69 \text{ N}$$

- Cálculo de las constantes del factor de velocidad f_n y el factor de vida f_h

La vida nominal básica

$$L^{10} = 43200 \text{ h}$$

Con este valor y las 400 rpm se va al catálogo de rodamientos NTN, donde se obtiene:

$$f_n = 0,46$$

$$f_h = 4,3$$

- Diseño a carga dinámica

Datos:

$$F_r = 359,69 \text{ N}$$

$$d_{\text{min}} = 25 \text{ mm}$$

$$C_r = 7,5 \text{ kN}$$

Para hallar la carga dinámica tenemos:

$$P = x * F_r + y * F_a \quad (65)$$

El fabricante del catálogo sugiere $x=1$ y la fuerza axial F_a no la consideramos por lo que la fuerza es $P = 359,69 \text{ N}$

Ecuación del factor del esfuerzo dinámico.

$$C_{\text{req}} = \frac{f_h}{f_n} * P \quad (66)$$

$$C_{\text{req}} = \frac{4,3}{0,46} * 359,69 = 3362 \text{ N}$$

Se verifica que cumpla:

$$C_{req}=3,3 \text{ kN} < C_r=7,5 \text{ kN}$$

- Diseño a carga estática

Datos:

$$F_r = 359,69 \text{ N}$$

$$d_{min} = 25 \text{ mm}$$

$$C_{Or} = 4,95 \text{ kN}$$

$$P_{or} = X_0 * F_r + Y_0 * F_a \quad (67)$$

Por datos del fabricante $X_0 = 0,6$ y como F_a no hay, en la ecuación (57), reemplazamos:

$$P_{or} = 0,6 * 359,69 = 215,8 \text{ N}$$

Dado por el fabricante se considera:

$$P_{or} < F_r \text{ Use } P_{or} = F_r$$

$$P_{or} = 359,69 \text{ N}$$

- Ecuación del factor del esfuerzo estático.

Según el catálogo de rodamientos NTN, sugiere que el factor de esfuerzo estático f_s para exigencias normales debe estar entre 1 a 1.5, tomamos un valor de $f_s = 1,2$

$$C_{Oreq} = f_s * P_{or} \quad (68)$$

$$C_{Oreq} = 1,2 * 359,69 = 432 \text{ N}$$

$$P_{or} = 0,6 * 359,69$$

$$P_{or} = 215,8 \text{ N}$$

Dado por el fabricante se considerar:

$$P_{or} < F_r \text{ Use } P_{or} = F_r$$

$$P_{or} = 359,69 \text{ N}$$

- Ecuación del factor del esfuerzo estático.

Según el catálogo de rodamientos NTN, sugiere que el factor de esfuerzo estático f_s para exigencias normales debe ser de 1 a 1.5, entonces el valor de $f_s = 1,2$

$$C_{Oreq} = f_s * P_{or} \quad (69)$$

$$C_{Oreq} = 1,2 * 359,69 = 432 \text{ N}$$

$$C_{req} = 0,4 \text{ kN} < C_r = 4,95 \text{ kN}$$

Con el $d_{\min} = 25\text{mm}$ y los valores de C_{req} y C_{Oreq} más cercanos al C_r y C_{Or} del catálogo NTN se ha seleccionado un rodamiento 7905.

Tabla 6. Datos técnicos del rodamiento

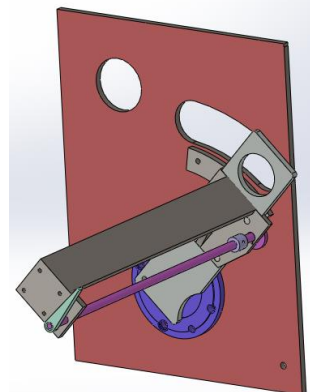
Rodamiento de bolas 7905		
d	25	mm
D	42	mm
B	9	mm
r	0,15	mm
Cr	7,15	kN
Cor	4,95	kN

Fuente: Catalogo NTN

4.3 Diseño de los elementos del sistema de freno y apoyo

El principal elemento de este sistema es la placa de apoyo que es el sostén de todos los componentes en voladizo ya que estos se montan sobre la misma para luego está ser montada a la estructura. El freno manual ayuda a evitar accidentes de atrapamiento y también proporciona una fuerza que sirve para que la bobina se haga más compacta.

Figura 64. Sistema de freno y apoyo



Fuente: Autora

4.3.1 Diseño resorte a torsión. Los resortes de torsión tienen extremos que giran en deflexión angular y ofrecen resistencia a fuerzas de torsión aplicadas externamente. Este tipo de muelle lo necesitamos para controlar el deslizamiento del sistema de guiado sobre la placa base.

Para este elemento se consideró un alambre revenido para uso general UNS G10650 ANEXO E.

Datos:

$$F = 7,5 \text{ kgf}$$

$$D_i = 12 \text{ mm}$$

$$r = 45 \text{ cm} = 0,45 \text{ m}$$

Por la fuerza a la que sometido el muelle plantear:

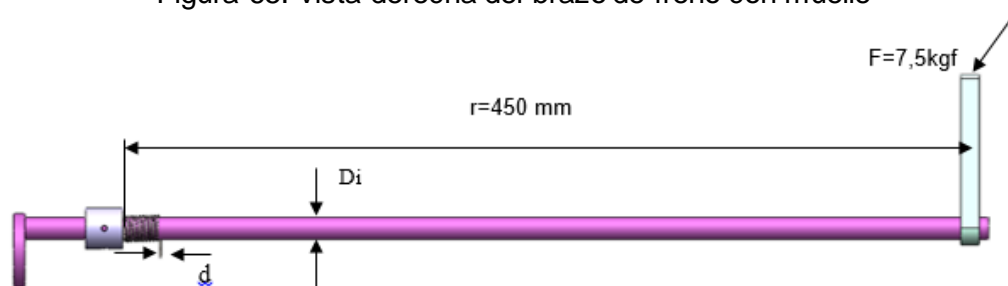
$$\frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \left(1 + \frac{0,5}{C}\right) = \frac{S_{sy}}{n} \quad (70)$$

- Cálculo del diámetro medio

$$D = D_i + d \quad (71)$$

$$D = 12 + d$$

Figura 65. Vista derecha del brazo de freno con muelle



Fuente: Autora

- Cálculo del índice del resorte

$$C = \frac{D}{d} \quad (72)$$

$$C = \frac{12 + d}{d}$$

- Cálculo de la resistencia a la fluencia permisible para torsión:

$$S_{sy} = 0,75 * \frac{A}{d^m} \quad (73)$$

Donde A y m como es el mismo material del muelle anterior:

$$A_p = 149 \text{ kpsi} = 104;739 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \text{ (ANEXO F)}$$

$$m = 0,186 \text{ (ANEXO F)}$$

Sustituyendo en la ecuación (73):

$$S_{sy} = \frac{78,55}{d^{0,186}}$$

Este reemplaza en la ecuación (70):

$$\frac{8 * 7,5 * (12 + d)}{\pi * d^3} \left(1 + \frac{0,5}{\frac{12 + d}{d}} \right) = \frac{78,55}{d^{0,186}}$$

$$d = 2,03 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm}$$

Este valor del diámetro colocar en (71), (72) y (73), donde se obtiene:

$$D = 14 \text{ mm y } C = 7$$

$$S_{sy} = 69,05 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

- Cálculo del momento máximo permisible

$$M_{\text{máx perm}} = F * r$$

$$M_{\text{máx perm}} = 7,5 \text{ Kgf} * 45 \text{ cm} = 337,5 \text{ kgf} - \text{cm}$$

- Cálculo de la constante elástica

$$K_i = \frac{4C^4 - C - 1}{4C(C-1)} \quad (74)$$

Remplazando el valor de $C = 7$, da:

$$K_i = 0,119 \text{ Kgf} - \text{mm/vuelta}$$

- Cálculo del momento máximo aplicable

$$M_{\text{máx apli}} = \frac{\pi * d^3 * S_{sy}}{32 * K_i} \quad (75)$$

$$M_{\text{máx apli}} = \frac{\pi * 2^3 * 69,05}{32 * 0,119} = 45,57 \text{ kgf} - \text{cm}$$

Verificar:

$$\frac{M_{\text{máx perm}}}{M_{\text{máx apli}}} > 1$$
$$\frac{337,5 \text{ kgf} - \text{cm}}{45,57 \text{ kgf} - \text{cm}} > 1$$

$$7 > 1$$

- Cálculo del número de espiras activas:

El número total de espiras es $N_t = N_a$ para un muelle simple, donde $N_b = 8$ que es la cantidad de espiras disponible en el cuerpo del muelle.

$$N_a = N_b + N_e \quad (76)$$

$$N_e = \frac{4}{3\pi * D} \quad (77)$$

$$N_e = \frac{4}{3\pi * 14} = 0,03$$

$$N_a = 8 + 0,03 = 8,03 \text{ espiras} \approx 8 \text{ espiras}$$

- Cálculo de la deflexión angular en revolución es:

$$\theta_{\text{rev}} = \frac{M}{k_\theta} \quad (78)$$

$$M = \frac{1,63 * d^{2,85}}{C} \quad (79)$$

$$M = \frac{1,63 * 2^{2,85}}{7} = 1,67 \text{kgf} - \text{mm}$$

- Razón angular del resorte es:

$$k_{\theta} = \frac{E * d^4}{10.18 D N_a} \quad (80)$$

Donde:

$$E = 30 * 10^6 \text{ PSI} = 206,8 \text{ MPa}$$

$$k_{\theta} = \frac{206,8 * 10^6 * 2^4}{10.18 * 14 * 8,03} = 2,89 \text{ kg} - \text{mm/rev}$$

Remplazamos los valores en la ecuación (78):

$$\theta_{\text{rev}} = \frac{1,67 \text{kgf} - \text{mm}}{2,89 \text{ kg} - \text{mm/rev}} = 0,57 \text{ rev} \approx 205.2^{\circ}$$

4.3.2 *Diseño del resorte helicoidal cónico a tracción.* El resorte a tensión absorbe y almacena energía al oponer resistencia a la fuerza que se produce a medida que la bobina sigue creciendo.

Para el diseño se seleccionó el material del alambre revenido UNS G10650 En este caso como no se conoce la fuerza actuante sobre el resorte se ha considerado un muelle 15x2 mm.

Datos:

$$L_t = 165 \text{ mm}$$

$$D_e = 15 \text{ mm}$$

$$d = 2 \text{ mm}$$

$$\delta = 20 \text{ mm}$$

$$h = 150 \text{ mm}$$

$n = 3$ Para compensar debido a que el muelle presenta pequeños cambios.

Por la fuerza de tensión a la que está sometido el muelle, se plantea:

$$\frac{8*F*D}{\pi*d^3} \left(1 + \frac{0,5}{C}\right) = \frac{S_{sy}}{n} \quad (81)$$

Cálculo del diámetro medio, reemplazando los datos en la ecuación (71):

$$D = D_e + d = 15 - 2 = 13\text{mm}$$

Cálculo del índice del resorte, reemplazando el valor de D en la ecuación (72):

$$C = \frac{D}{d} = \frac{13}{2} = 6,5$$

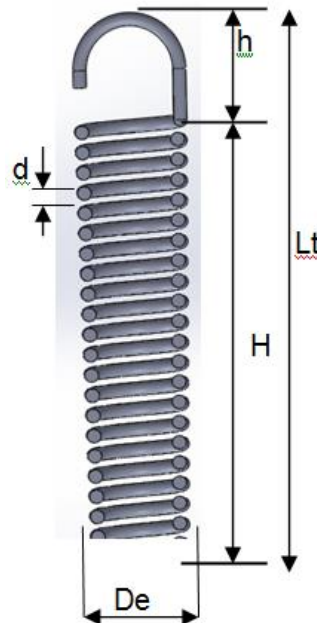
Cálculo del esfuerzo permisible

Datos:

$$A_p = 149 \text{ Kpsi} = 104,739 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \text{ (ANEXO F)}$$

$$m = 0,186 \text{ (ANEXO F)}$$

Figura 66. Partes del muelle de extensión



Fuente: Autora

Con esos valores reemplazar en la ecuación (82) para esfuerzos de tensión:

$$S_{sy} = 0,577 * 0,75 * \frac{A}{d^m} \quad (82)$$

$$S_{sy} = 0,577 * 0,75 * \frac{104,739 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{2^{0,186}}$$

$$S_{sy} = 39,84 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (81) y despejando la fuerza tenemos:

$$\frac{8 * F * 9}{\pi * 2^3} \left(1 + \frac{0,5}{4,5}\right) = \frac{39,84}{3}$$

$$F = 2,98 \text{ kgf} \approx 29,22 \text{ N}$$

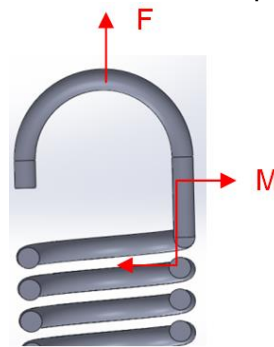
- Diseño del gancho para el muelle tensor

Se usan los mismos datos que en diseño del cuerpo del resorte.

Para el gancho:

$$\frac{4 * F}{\pi * d^2} + \frac{32 * F * D}{2 * \pi * d^3} = \frac{S_{sy}}{n} \quad (83)$$

Figura 67. Gancho del muelle para el tensor



Fuente: Autora

- Cálculo del límite de fluencia:

$$S_{sy} = 0,75 * \frac{A}{d^m} = 0,75 * \frac{104,739 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{d^{0,186}}$$

$$S_{sy} = \frac{78,55}{d^{0,186}}$$

Se reemplaza los valores en la ecuación (83) y despeja el diámetro:

$$\frac{4 * 2,98}{\pi * d^2} + \frac{32 * 42,98 * (15 - d)}{2 * \pi * d^3} = \frac{78,55}{d^{0,186}}$$

$$d = 2,03\text{mm} \approx 2 \text{ mm}$$

Como el cuerpo y el gancho tienen el mismo diámetro de alambre se trabajara con 2 mm de diámetro del alambre.

La longitud cerrada es la distancia que tendrá cuando el muelle se comprima, este valor nos ayuda a determinar las dimensiones de la uña especificada en el plano 29:

$$l_f = h - \delta \quad (84)$$

$$l_f = 150 - 20 = 130 \text{ mm}$$

Para el cálculo del número de espiras de un muelle simple y rectificado:

$$N_t = N_a + 1 \quad (85)$$

Razón del resorte es:

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{29,22\text{N}}{0,02\text{m}} = 1,461 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Cantidad de espiras activas es:

$$N_a = \frac{G*d}{8*C^3*k*(1+\frac{0,5}{C^2})} \quad (86)$$

$$N_a = \frac{79,3 * 10^9 * 2 * 10^{-3}}{8 * 6,5^3 * 1,461 * 10^3 * (1 + \frac{0,5}{6,5^2})}$$

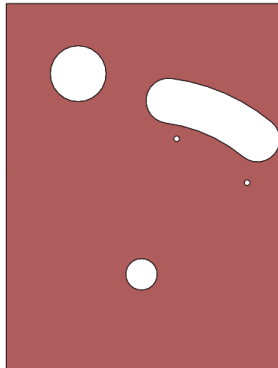
$$N_a = 48,8 \approx 49 \text{ espiras}$$

Se reemplaza el valor en la ecuación (85):

$$N_t = 49 + 1 = 50 \text{ espiras}$$

4.3.3 Diseño de la placa de apoyo. En este elemento es donde se montara todos los elementos de los sistemas, y está a la vez será montada en la estructura:

Figura 68. Vista frontal placa base

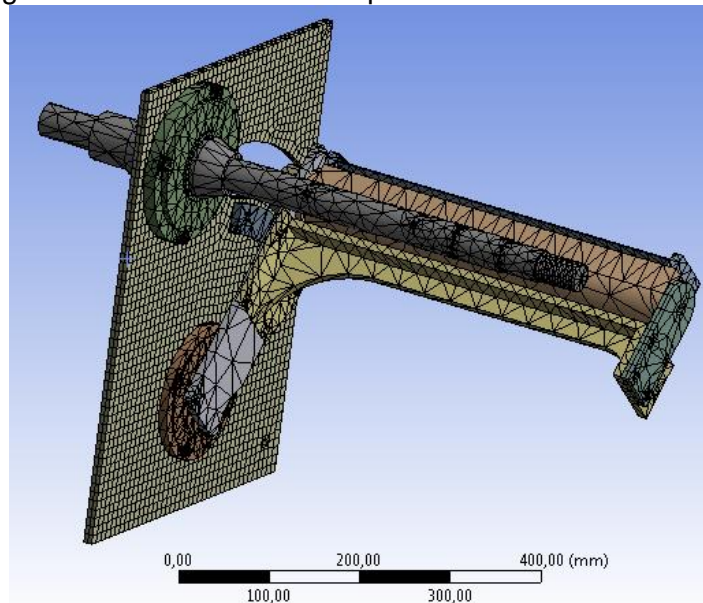


Fuente: Autora

Para el análisis de la placa se utiliza el software de simulación ANSYS, el cual nos proporciona la deformación que se produce, el espesor del material con el que se va a trabajar, además proporciona los límites de los esfuerzos que puede soportar el elemento.

La placa se analiza estáticamente, pues solo se ensamblan los componentes sobre esta, se procede añadir la geometría con los elementos que van montados sobre la misma por medio de la importación del archivo SolidWords y se comprueba que este bien elaborado mediante el mallado.

Figura 69. Placa con sus componentes en mallado ANSYS



Fuente: Autora

Como se propuso anteriormente trabajar con acero dulce la placa será AISI 1018 estirado en frío cuyas propiedades son: resistencia a la tensión $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$, y resistencia a la fluencia $S_y = 370 \text{ MPa}$, ingresando estos datos en el programa.

Se coloca las fuerzas que actúan sobre la placa de apoyo, también se consideran los pesos de los ejes en voladizo, que provocan tracción en los pernos de sujeción y compresión sobre la placa de apoyo:

Fuerzas:

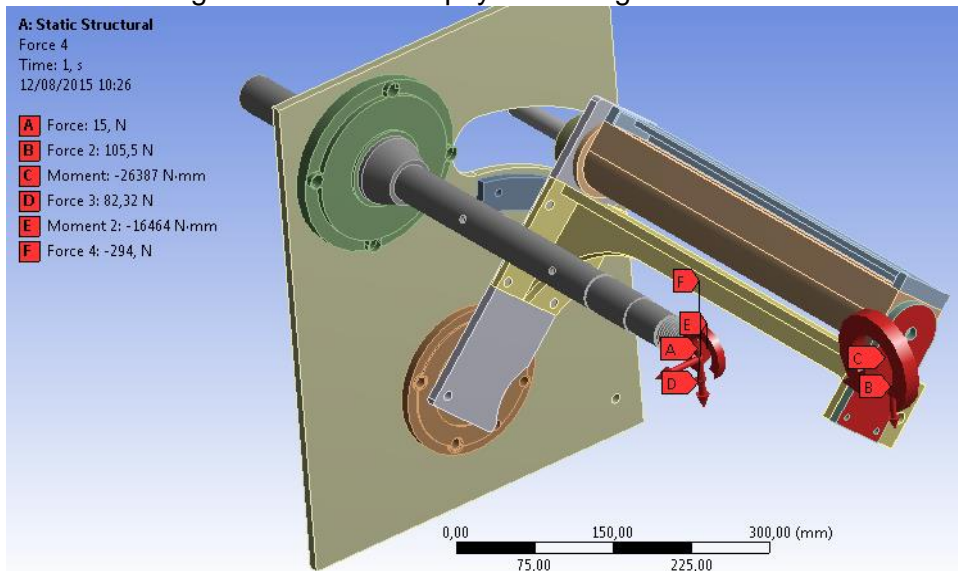
- Peso de la bobina $w_1 = 8,3 \text{ kgf} \approx 82,32 \text{ N}$
- Peso de rodillo guía $w_2 = 10,7 \text{ kgf} \approx 105,5 \text{ N}$
- Peso del eje bobinado $w_3 = 1,5 \text{ kgf} \approx 15 \text{ N}$
- Fuerza de tensión $F = 30 \text{ kgf} \approx 294 \text{ N}$

Momentos por traslado de fuerzas:

$$M_C = 105,5 \text{ N} * 250\text{mm} = 26\,387 \text{ N} * \text{mm}$$

$$M_E = 82,82 \text{ N} * 200\text{mm} = 16464 \text{ N} * \text{mm}$$

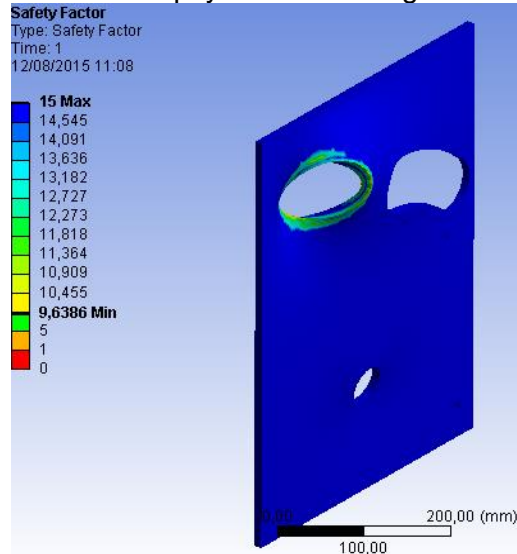
Figura 70. Placa de apoyo con cargas en ANSYS



Fuente: Autora

Colocado todas las variables y considerando a la placa como elemento fijo se arranca la simulación del programa ANSYS de donde obtenemos el espesor mínimo de la placa es $e_{\min}=9,6386 \text{ mm}$ normalizando $e=10 \text{ mm}$

Figura 71. Placa de apoyo factor de seguridad en ANSYS

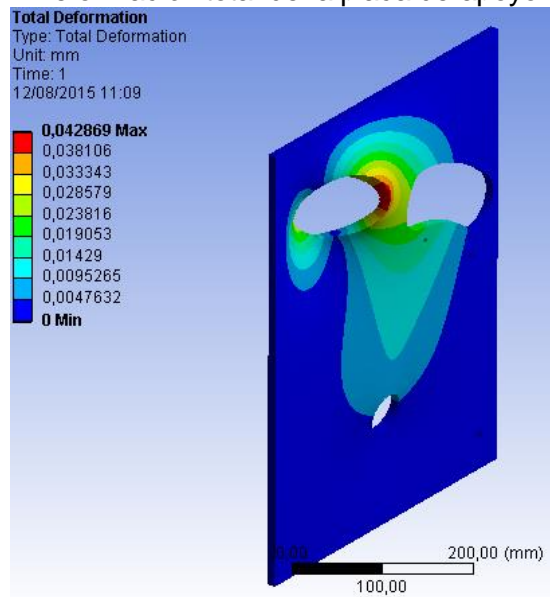


Fuente: Autora

Esfuerzo equivalente $\sigma_{\text{máx}} = 38,387 \text{ MPa}$ y $\sigma_{\text{mín}} = 0,00027 \text{ MPa}$

Deformación $\delta_{\text{máx}} = 0,0428 \text{ mm}$

Figura 72. Deformación total de la placa de apoyo en ANSYS



Fuente: Autora

4.4 Diseño de la transmisión de potencia mecánica

La transmisión mecánica es el mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina. Para poder determinar el valor de la potencia necesaria para el sistema, se necesitan determinar las variables como la inercia del eje

de bobinado con su carcasa, el eje del rodillo guiador, la inercia del ovillo que se fabrica, la velocidad con la que se necesita trabajar y otras, que estarán presentes en nuestro caso.

4.4.1 Cálculo de la potencia. La expresión general para determinar la potencia mecánica se observa en la ecuación (87), donde son tomadas solo las variables que se aplican según el caso:

$$P_{\text{máx}} = (F_{\text{ac}} + F_{\text{fric}} + F_{\text{int}}) * v_{\text{máx}} + (T_{\text{ac}} + T_{\text{fric}} + T_{\text{int}}) * \omega_{\text{máx}} \quad (87)$$

Donde:

$$T_{\text{ac}} = I_{\text{TOTAL}} * \alpha \quad (88)$$

- Cálculo del momento de inercia

$$I_{\text{TOTAL}} = I_1 + I_2 \quad (89)$$

Cálculo del momento de inercia del eje de bobinado y rodillo guiador

Del eje expandible será estimado la carcasa como un eje hueco continuo más el eje macizo de bobinado, los elementos internos no se consideraron pues no interfieren mayormente en el cálculo.

Los valores de masa de los elementos se obtuvieron mediante la simulación del software SolidWorks 2014, para tener una aproximación de la potencia que se requiere para el funcionamiento del sistema.

Datos:

$$m_{\text{eje}} = 8,43 \text{ kg y } m_{\text{carcasa}} = 22,1 \text{ kg}$$

$$m_{\text{rod guiad}} = 4,8 \text{ kg}$$

$$d_{\text{rod guiad}} = 0,025 \text{ m}$$

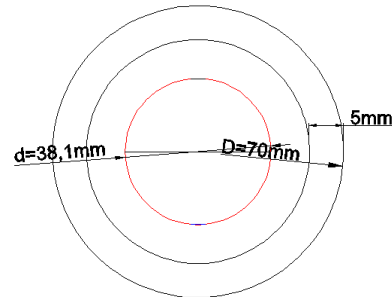
$$d_{\text{eje}} = 0,0381 \text{ m}$$

$$D_{i\text{-carcasa}} = 0,07 - 0,05 = 0,065 \text{ m}$$

$$D_{\text{carcasa}} = 0,07 \text{ m}$$

$$D_{\text{rod guiador}} = 0,025 \text{ m}$$

Figura 73. Configuración eje expandible



Fuente: Autora

Para lo que se plantea la ecuación:

$$I_1 = I_{\text{eje}} + I_{\text{carcasa}} + I_{\text{rod guiador}} \quad (90)$$

$$I_1 = \frac{1}{2} * m_{\text{eje}} * r_{\text{eje}}^2 + \frac{1}{2} * m_{\text{carc}} * (r_{\text{carc}}^2 - r_{i-\text{carc}}^2) + \frac{1}{2} * m_{\text{rod guiad}} * r_{\text{rod guiad}}^2$$

$$I_1 = \frac{1}{2} * 8,43 * \left(\frac{0,0381}{2}\right)^2 + \frac{1}{2} * 22,1 * \left(\left(\frac{0,07}{2}\right)^2 - \left(\frac{0,065}{2}\right)^2\right) + \frac{1}{2} * 4,8 * \left(\frac{0,025}{2}\right)^2$$

$$I_1 = 26,905 * 10^{-3} \text{ kg} - \text{m}^2$$

Cálculo del momento de inercia del ovillo de rafia

El ovillo que se ha fabricado en la máquina bobinadora se considera como un eje hueco, este se le tomara cuando esté en su capacidad máxima es decir que se haya formado totalmente, para lo cual planteamos:

Datos:

$$m = 20 \text{ kg}$$

$$D = 0,25 \text{ m}$$

$$d = 0,07 \text{ m}$$

$$I_2 = \frac{1}{2} * m * (R^2 - r^2) \quad (91)$$

$$I_2 = \frac{1}{2} * 20 * \left(\left(\frac{0,25}{2}\right)^2 - \left(\frac{0,07}{2}\right)^2\right)$$

$$I_2 = 0,168 \text{ kg} - \text{m}^2$$

Se reemplaza los valores en la ecuación (89):

$$I_{TOTAL} = 26,905 * 10^{-3} + 0,168 = 0,195 \text{ kg} - \text{m}^2$$

- Cálculo de la velocidad lineal máxima

$$v = \frac{N * \pi * D}{60000} \quad (92)$$

$$v = \frac{400 \text{ rpm} * \pi * 250 \text{ mm}}{60000} = 5,24 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

- Cálculo de la aceleración lineal

$$v = v_0 + a * \Delta t \quad (93)$$

$$a = \frac{v}{\Delta t} = \frac{5,24}{10} = 0,524 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

- Cálculo de la aceleración angular

$$\alpha = \frac{a}{r} \quad (94)$$

$$\alpha = \frac{0,524}{0,125} = 4,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Se reemplaza los datos en la ecuación (88):

$$T_{ac} = 0,195 \text{ kg} - \text{m}^2 * 4,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T_{ac} = 0,82 \text{ N} - \text{m}$$

- Cálculo del torque de bobinado

$$T_{bob} = F * r \quad (95)$$

$$T_{bob} = 294,2 \text{ N} * \frac{0,25}{2}$$

$$T_{bob} = 36,7 \text{ N} - \text{m}$$

Se reemplaza en la ecuación (87) los datos correspondientes:

$$P_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = (T_{\text{ac}} + T_{\text{bob}}) * \omega_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}$$

$$P_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = (0,82 + 36,7)\text{N} - \text{m} * 41,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 1568 \text{ watt} \approx 2 \text{ HP}$$

4.4.2 Selección del motor. Debido a que se necesita una potencia de 2HP para mover los elementos con una velocidad de 400 rpm, con una gran capacidad de torque económicamente conveniente y comercial se optó por los motores WEG.

Cabe aclarar que no se ha encontrado un motor que transmita la velocidad angular requerida por lo que más adelante se propone una transmisión de potencia adecuada, entonces se propone tomar el motor con la menor cantidad de rpm.

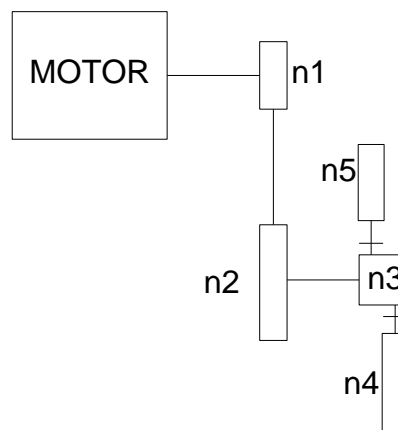
Tabla 7. Datos de la placa del motor seleccionado

Modelo	WEG W21 IEC
Frecuencia	60 Hz
Potencia	2 HP
RPM	900
Voltaje	220/380
Amperaje	7,55

Fuente: Catalogo Weg

4.4.3 Diseño y selección de la transmisión de potencia. Por la gran cantidad de torque que se requiere se consideró la siguiente transmisión de potencia, además que el motor no solicita gran revoluciones

Figura 74. Presentación del sistema de transmisión de potencia



Fuente: Autora

Para el sistema se sugirió una transmisión por correa n1 y n2 y luego por cadena n3, n4 y n5 por la gran cantidad de torque que se tiene que vencer para embobinar la rafia.

4.4.3.1 Transmisión por correa

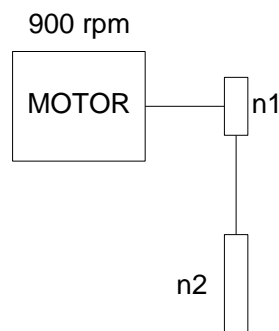
- Cálculo de la potencia de diseño

Datos:

$$P = 2\text{HP}$$

$$f_s = 1,15$$

Figura 75. Transmisión por correa



Fuente: Autora

$$P_D = P * f_s \quad (96)$$

$$P_D = 2 * 1,15$$

$$P_D = 2,3 \text{ HP} \approx 1,7 \text{ kw}$$

- Selección de la correa y relación de transmisión

Con la potencia de diseño en kw y la velocidad de rotación de 400rpm, ir al catálogo de Optivet, donde se seleccionó una correa trapecial tipo SPZ, estrecha de alto rendimiento según DIN 7753.

El aprovechamiento máximo de la potencia se obtiene utilizando el mayor diámetro de polea posible en función del perfil que se trate, en nuestro caso se ha buscado la relación de poleas estandarizadas adecuadas para el espacio disponible para su ensamble, cuyos diámetros son:

$$d_1 = 80 \text{ mm}$$

$$D_2 = 300 \text{ mm}$$

La relación de transmisión es:

$$i = \frac{D_2}{d_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (97)$$

$$i = \frac{300}{80} = 3,75$$

- Cálculo de la velocidad de rotación n_2

$$n_2 = \frac{n_1}{i} \quad (98)$$

$$n_2 = \frac{900 \text{ rpm}}{3,75}$$

$$n_2 = 240 \text{ rpm}$$

- Cálculo de la distancia entre ejes C.

$$C_{\text{máx}} = 3(d_1 + D_2) \quad (99)$$

$$C_{\text{máx}} = 3(80 + 300) = 1140 \text{ mm}$$

Para cuando la relación de transmisión es mayor que tres la distancia mínima es:

$$C_{\text{mín}} \geq D_2 \quad (100)$$

$$C_{\text{mín}} = 300 \text{ mm}$$

La distancia adecuada entonces es:

$$C = 400 \text{ mm}$$

- Cálculo de la longitud primitiva de la correa L es:

$$L = 2C + 1,57(D_2 + d_1) + \frac{(D_2 - d_1)^2}{4C} \quad (101)$$

$$L = 2 * 400 + 1,57(300 + 80) + \frac{(300 - 80)^2}{4 * 400} = 1427 \text{ mm}$$

Con este valor vamos al catálogo de Optivbelt.

$$L_{n1} = 1412 \text{ mm}$$

$$L_{n2} = 1437 \text{ mm}$$

- Corrección de la distancia entre centros

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right| \quad (102)$$

$$C_c = 400 - \left| \frac{1427 - 1412}{2} \right| = 392,5 \quad C_c = 400 + \left| \frac{1427 - 1412}{2} \right| = 407,5$$

$$C_c = 400 - \left| \frac{1427 - 1437}{2} \right| = 395 \quad C_c = 400 + \left| \frac{1427 - 1437}{2} \right| = 405$$

Por lo tanto se tomara una correa de longitud $L = 1437 \text{ mm}$

- Determinando el ángulo de contacto

$$\alpha = 180 - 57 \left(\frac{D_2 - d_1}{C_c} \right) \geq 120^\circ \quad (103)$$

$$\alpha = 180 - 57 \left(\frac{300 - 80}{395} \right) \geq 120^\circ$$

$$148^\circ \geq 120^\circ$$

- Cálculo del número de correas Z

$$Z = \frac{P_D (\text{Kw})}{C_1 * C_3 * P_N (\text{Kw})} \quad (104)$$

Donde los factores C_1 , C_2 y P_N están en el catálogo de Optivelt, se reemplaza en la ecuación (104):

$$Z = \frac{1,7(\text{Kw})}{0,98 * 0,98 * 1,24(\text{Kw})}$$

$$Z = 1,4 \approx 1 \text{ correa}$$

- Cálculo de la velocidad lineal

$$v = \frac{N \cdot \pi \cdot D}{60 \cdot 1000} \quad (105)$$

$$v = \frac{900 \text{ rpm} \cdot \pi \cdot 80 \text{ mm}}{60 \cdot 1000} = 3,76 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

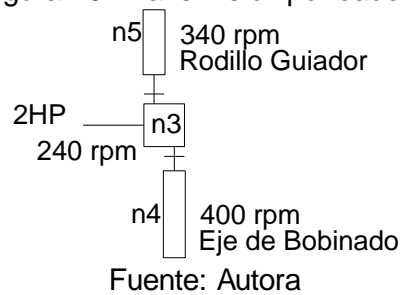
- Verificación de los ciclos de flexión

$$i_f = 1000 \cdot n_p \cdot \frac{v}{L_n} \quad (106)$$

$$i_f = 1000 \cdot 2 \cdot \frac{3,76}{1437} = 5,2 \text{ s}^{-1}$$

4.4.3.2 Transmisión por cadena

Figura 76. Transmisión por cadena



- Cálculo de la relación de transmisión

Para el eje de bobinado la relación de transmisión es:

$$i_1 = \frac{n_4}{n_3} = \frac{Z_4}{Z_3} \quad (107)$$

$$i_1 = \frac{400}{240} = 5/3$$

Para el rodillo guía la relación de transmisión es:

$$i_2 = \frac{n_5}{n_3} = \frac{Z_5}{Z_3} \quad (108)$$

$$i_2 = \frac{340}{240} = 17/12$$

- Selección de la cadena

$$\omega = 240 \text{ rpm}$$

$$P_D = 2,3 \text{ HP} \approx 1,7 \text{ kw}$$

Con estos datos ir al catálogo de REX, en donde las características de la cadena es:

Tabla 8. Datos importantes de la cadena

Hilera	Tipo	Factor hilera	Paso (plg)	Lubricación
1	50	1	0,625	Tipo B

Fuente: Catalogo Rex

- Cálculo del número de dientes z

Según el catálogo de REX 7010, recomienda que para una velocidad media baja es decir de 100-500 rpm la cantidad de dientes de accionamiento es:

$$z_3 = 17 \text{ dientes}$$

El número de dientes z_4 , se halla despejando en la ecuación (107):

$$z_4 = i * z_3$$

$$z_4 = \frac{5}{3} * 17 = 28 \text{ dientes}$$

El número de dientes z_5 , se halla despejando en la ecuación (108):

$$z_5 = \frac{17}{12} * 17 = 24 \text{ dientes}$$

- Cálculo de los diámetros

$$d = \frac{p}{\sin(\frac{180}{z})} \quad (109)$$

$$d_3 = \frac{0,625}{\sin(\frac{180}{17})} = 3,4 \text{ plg} \approx 3,401 \text{ plg}$$

$$d_4 = \frac{0,625}{\sin(\frac{180}{28})} = 5,6 \text{ plg} \approx 5,582 \text{ plg}$$

$$d_5 = \frac{0,625}{\sin\left(\frac{180}{24}\right)} = 4,8 \text{ plg} = 4,788 \text{ plg}$$

- Distancia entre centros

$$C = D + \frac{d}{2} \quad (110)$$

Para la relación de transmisión i_1 la distancia entre centros es:

$$C_1 = 5,582 + \frac{3,401}{2} = 7,2825 \text{ plg}$$

Para la relación de transmisión i_2 , la distancia entre centros es:

$$C_2 = 4,788 + \frac{3,401}{2} = 6,4885 \text{ plg}$$

- Determinamos el número de eslabones:

$$l_{\text{pasos}} = \frac{2C}{p} + \frac{z_2+z_1}{2} + \frac{(z_2-z_1)^2}{4\pi^2 * C} * p \quad (111)$$

Para la relación de transmisión i_1 , el número de eslabones es:

$$l_{\text{pasos } 1} = \frac{2 * 7,2825}{0,625} + \frac{28 + 17}{2} + \frac{(28 - 17)^2}{4\pi^2 * 7,2825} * 0,625 = 46 \text{ eslabones}$$

Para la relación de transmisión i_2 , el número de eslabones es:

$$l_{\text{pasos } 2} = \frac{2 * 6,4885}{0,625} + \frac{24 + 17}{2} + \frac{(24 - 17)^2}{4\pi^2 * 6,4885} * 0,625 = 41 \text{ eslabones}$$

- Corrección entre centros

$$A' = \frac{z_2+z_1}{2} - l_{\text{pasos}} \quad (112)$$

$$A'_1 = \frac{28 + 17}{2} - 46 = -23,5$$

$$A'_2 = \frac{24 + 17}{2} - 41 = -20,5$$

$$C_c = \frac{p}{4} \left[-A' + \sqrt{A'^2 - 8 \left(\frac{z_2 + z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (113)$$

$$C_{c1} = \frac{0,625}{4} \left[-(-23,5) + \sqrt{(-23,5)^2 - 8 \left(\frac{28 + 17}{2\pi} \right)^2} \right] = 5,53 \text{ plg}$$

$$C_{c2} = \frac{0,625}{4} \left[-(-20,5) + \sqrt{(-20,5)^2 - 8 \left(\frac{24 + 17}{2\pi} \right)^2} \right] = 4,6 \text{ plg}$$

- Cálculo del ángulo de contacto

$$\alpha = 180^\circ - 57 \left(\frac{D-d}{C_c} \right) \geq 120^\circ \quad (114)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \left(\frac{5,582 - 3,401}{5,53} \right) \geq 120^\circ$$

$$\alpha_1 = 158 \geq 120^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - 57 \left(\frac{4,788 - 3,401}{4,6} \right) \geq 120^\circ$$

$$\alpha_2 = 163 \geq 120^\circ$$

- Cálculo de la velocidad lineal

$$v = \frac{z \cdot p \cdot N}{12} \quad (115)$$

$$v_1 = \frac{28 \cdot 0,625 \cdot 400}{12} = 583 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

$$v_2 = \frac{24 \cdot 0,625 \cdot 340}{12} = 496 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

- Cálculo de la fuerza en el lado tenso

La ecuación para hallar la fuerza que resiste la cadena viene dado en el catálogo de Rex.

$$F = \frac{33\,000 \cdot P_{\text{cat}}(\text{HP})}{v \left(\frac{\text{pie}}{\text{min}} \right)} \quad (116)$$

$$F_1 = \frac{33\,000 * 5,842(\text{HP})}{583 \left(\frac{\text{pie}}{\text{min}}\right)} = 331 \text{ lbf}$$

$$F_2 = \frac{33\,000 * 7,985(\text{HP})}{496 \left(\frac{\text{pie}}{\text{min}}\right)} = 531 \text{ lbf}$$

- Cálculo del factor de seguridad

El valor de la resistencia última $u=6100 \text{ lbf}$, para una cadena tipo B de una hilera es:

$$f_s = \frac{u}{F} \tag{117}$$

$$f_{s1} = \frac{6100\text{lbf}}{331 \text{ lbf}} = 18$$

$$f_{s2} = \frac{6100\text{lbf}}{531\text{lbf}} = 11$$

4.5 Diseño de los pernos de sujeción

Se desea encontrar los pernos para fijar la placa base a la estructura, que sean capaces de soportar todo el peso que sobre él se aplica. Para ello debemos saber cuáles son las fuerzas que debe soportar y lo que causa cada una de ellas.

Datos:

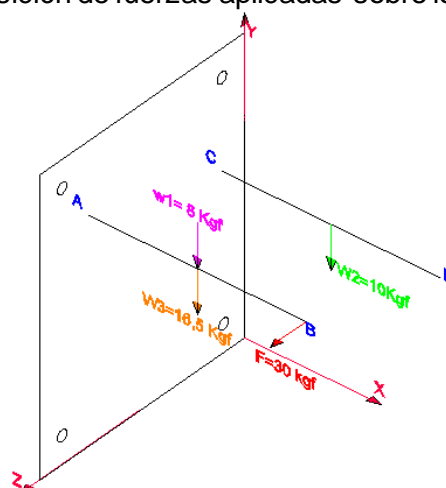
$$W_1 = 20\text{kgf}$$

$$W_2 = 10 \text{ kgf}$$

$$W_3 = 16,5 \text{ kgf}$$

$$F = 30 \text{ kgf}$$

Figura 77. Descomposición de fuerzas aplicadas sobre los ejes en la placa base



Fuente: Autora

Para el diseño de los pernos de sujeción podemos notar claramente que para el diseño estático los tornillos van a estar sometidos a tracción y corte.

- Fuerzas actuantes

$$F_{\min} = \frac{w}{N_b} = \frac{w_2 + w_3}{4} = \frac{10 + 16,5}{4} = 6,625 \text{ kgf}$$

$$F_{\max} = \frac{w}{N_b} = \frac{w_2 + w_3 + w_1}{4} = \frac{10 + 16,5 + 8}{4} = 8,625 \text{ kgf}$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{8,625 - 6,625}{2} = 4,75 \text{ kgf}$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{8,625 + 6,625}{2} = 11,4 \text{ kgf}$$

- Cálculo de los momentos por traslado de fuerzas

Plano XY

$$M_1 = 8\text{kgf} * 0,2\text{m} = 1,6 \text{ kgf} * \text{m}$$

$$M_2 = 10\text{kgf} * 0,2\text{m} = 2 \text{ kgf} * \text{m}$$

$$M_3 = 16,5\text{kgf} * 0,2\text{m} = 3,3 \text{ kgf} * \text{m}$$

$$M_{\text{TOTAL}} = M_1 + M_2 + M_3 = 1,6 + 2 + 3,3 = 6,9 \text{ kgf} - \text{m}$$

Plano XZ:

$$M_4 = 30\text{kgf} * 0,4\text{m} = 12 \text{ kgf} * \text{m}$$

- Cálculo del momento torsor con relación a los pernos

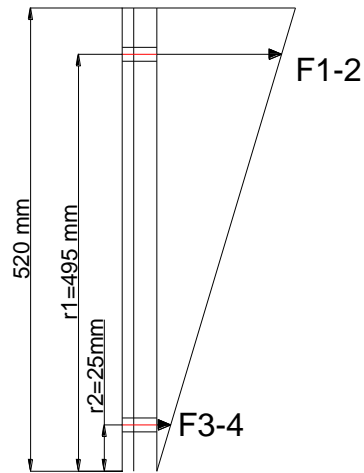
Fuerzas de tracción:

$$F = \frac{M * r_1}{r_1^2 + r_2^2} \tag{118}$$

$$F_{1-2} = \frac{6,9 * 0,495}{0,495^2 + 0,025^2} = 13,9 \text{ kgf}$$

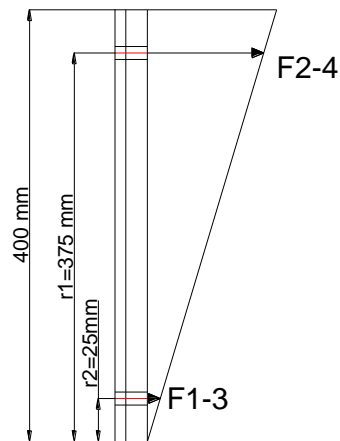
$$F_{3-4} = \frac{6,9 * 0,025}{0,495^2 + 0,025^2} = 0,7 \text{ kgf}$$

Figura 78. Fuerzas de tracción plano XY sobre placa de apoyo



Fuente: Autora

Figura 79. Fuerzas de tracción plano XZ sobre placa de apoyo



Fuente: Autora

$$F_{2-4} = \frac{12 * 0,375}{0,375^2 + 0,025^2} = 31,85 \text{ kgf}$$

$$F_{1-3} = \frac{12 * 0,025}{0,375^2 + 0,025^2} = 2,12 \text{ kgf}$$

Las fuerza máxima a la que están sometidos los pernos:

Perno N°1	$F_{1-2} + F_{1-3} = 13,9 + 2,12 = 16,02 \text{ kgf}$
Perno N°2	$F_{1-2} + F_{2-4} = 13,9 + 31,85 = 45,75 \text{ kgf}$
Perno N°3	$F_{3-4} + F_{1-3} = 0,7 + 2,12 = 2,82 \text{ kgf}$
Perno N°4	$F_{3-4} + F_{2-4} = 0,7 + 31,85 = 32,55 \text{ kgf}$

- Tracción secundaria más corte

C=0,35 para juntas metálicas

n=1,7 recomendado

k=0,6 conexiones reutilizables

Tracción:

$$\sigma_a = \frac{C \cdot n \cdot F_{m\acute{a}x}}{2N_b \cdot A} \quad (119)$$

$$\sigma_a = \frac{0,35 \cdot 1,7 \cdot 45,75}{2 \cdot 1 \cdot A} = \frac{13,6}{A}$$

$$\sigma_m = \frac{F_i}{A} + \frac{C \cdot n \cdot F_{m\acute{a}x}}{2N_b \cdot A} \quad (120)$$

$$F_i = k \cdot S_p \cdot A \quad (121)$$

$$F_i = 0,6 \cdot 33000 \cdot A = 19\,800A$$

Se reemplaza los datos en la ecuación (120):

$$\sigma_m = 19\,800 + \frac{13,6}{A}$$

Corte:

$$\lambda_a = \frac{n \cdot F_a}{A} \quad (122)$$

$$\lambda_a = \frac{1,7 \cdot 4,75}{A} = \frac{8}{A}$$

$$\lambda_m = \frac{n \cdot F_m}{A} \quad (123)$$

$$\lambda_m = \frac{1,7 \cdot 11,4}{A} = \frac{19,4}{A}$$

- Cálculo de los esfuerzos fluctuantes equivalentes.

Para ello usaremos la ecuación de Tresca

$$\sigma_{equi} = \sqrt{\sigma^2 + 3\lambda^2} \quad (124)$$

$$\sigma_{\text{equi a}} = \sqrt{\left(\frac{13,6}{A}\right)^2 + 3\left(\frac{8}{A}\right)^2} = \frac{19,4}{A}$$

$$\sigma_{\text{equi m}} = \sqrt{\left(19\,800 + \frac{13,6}{A}\right)^2 + 3\left(\frac{19,4}{A}\right)^2} = \sqrt{19800^2 + \frac{538,6 * 10^3}{A} + \frac{1314}{A^2}}$$

Para hallar el área de esfuerzo de tensión, usamos la ecuación de Goodman mayorada:

$$k_f = 2,2$$

$$S_e = 22 \text{ kpsi}$$

$$\frac{k_f * \sigma_{\text{equi a}}}{S_e} + \frac{\sigma_{\text{equi m}}}{S_y} = 1$$

$$\frac{2,2 * \frac{19,4}{A}}{22000} + \frac{\sqrt{19800^2 + \frac{538,6 * 10^3}{A} + \frac{1314}{A^2}}}{36000} = 1$$

$$A = 0,054 \text{ in}^2$$

Seleccionado el grado del perno, obtenemos:

Tabla 9. Características del perno seleccionado

Designación de tamaño	Diámetro	Rosca Fina UNF		
		Hilos*pulgada	At	Ac
5\16	0,3125	24	0,058	0,0524

Fuente: HAMROCK, 1999

- Cálculo de la constante de rigidez del perno

$$k_b = \frac{\pi * d^2 * E}{4 * e} \quad (125)$$

$$k_b = \frac{\pi * 0,3125^2 * 30 * 10^6}{4 * 0,472}$$

$$k_b = 4,87 * 10^6$$

- Cálculo de rigidez de los materiales unidos

$$k_m = \frac{A_c * E}{e} \quad (126)$$

$$A_c = d^2 * +0,68d * e + 0,065e^2 \quad (127)$$

$$A_c = 0,3125^2 * +0,68 * 0,3125 * 0,472 + 0,065 * 0,472^2 = 0,212 \text{ plg}^2$$

Se reemplaza los valores en la ecuación (126) y tenemos:

$$k_m = \frac{0,212 * 30 * 10^6}{0,472} = 13,6 * 10^6$$

- Cálculo de la constante elástica de la junta

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (128)$$

$$C = \frac{4,87 * 10^6}{4,87 * 10^6 + 13,6 * 10^6} = 0,265$$

- Cálculo del factor de seguridad

At y C se lo reemplaza en las ecuaciones (119), (120), (121) y (123), para encontrar el valor verdadero del factor de seguridad n, se reemplaza los datos para hallar los valores de los esfuerzos fluctuantes, donde se obtuvo:

Tracción:

$$\sigma_a = \frac{0,265 * n * 45,75}{2 * 1 * 0,058} = 104,5n$$

$$\sigma_m = 19800 + 104,5n$$

Corte:

$$\lambda_a = \frac{n * 4,75}{0,0524} = 90,6n$$

$$\lambda_m = \frac{n * 11,4}{0,0524} = 217,5n$$

Se reemplaza los valores en la ecuación (124):

$$\sigma_{equia} = \sqrt{(104,5n)^2 + 3(90,6n)^2} = 188,5n$$

$$\sigma_{\text{equi m}} = \sqrt{(19800 + 104,5n)^2 + 3(217,5n)^2}$$

$$\sigma_{\text{equi m}} = \sqrt{19800^2 + 4,1 * 10^6 n + 152839n^2}$$

Reemplazando en la ecuación de Goodman:

$$\frac{\sigma_{\text{equi a}}}{S_e} + \frac{\sigma_{\text{equi m}}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{188,5n}{22000} + \frac{\sqrt{19800^2 + 4,1 * 10^6 n + 152839n^2}}{36000} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1,8$$

4.6 Diseño de la estructura

Para el diseño del pórtico que conforma la bobinadora se utiliza el paquete computacional de SAP 2000 v 10.1 considerando que la estructura va a construirse mediante soldadura por arco con electrodo revestido 6011.

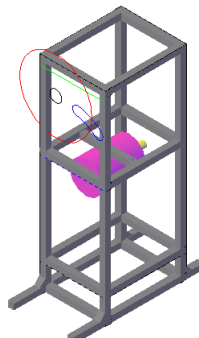
- Descripción de la estructura

Para la estructura se propone un conjunto de tubo cuadrado mecánico 30x30x1 mm de acero estructural ASTM A-513 (PLANO 4) unidos entre ellos mediante soldadura por lo que se tiene un sistema estructural de nodos rígidos.

- Geometría de la estructura

La estructura formada será un rectángulo proyectado con soporte para el motor y elementos transversales que dan rigidez a la misma, como se ve en la figura 82.

Figura 80. Vista isométrica de la estructura de la bobinadora con su motor



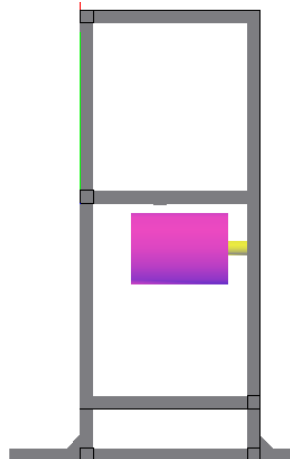
Fuente: Autora

- Fuerzas actuantes sobre la estructura

Las cargas que se representan a continuación son derivas del traspaso de sus puntos de acción hacia los pernos de la placa donde se ejercen fuerzas cortantes a la que la estructura reacciona.

Estado de carga I: Acción debido al peso del motor, considerándolo como carga muerta, y cuyo peso es de 37 kg.

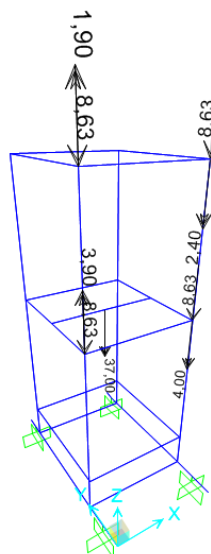
Figura 81. Vista lateral derecha de la localización del motor



Fuente: Autora

Estado de carga II: Peso de los elementos montados sobre la placa soporte, como es el eje flexible con todos sus componentes y el rodillo guiador los cuales son considerados como carga muerta.

Figura 82. Cargas muertas sobre la estructura en SAP 2000 v 10.1



Fuente: Autora

Tabla 10. Cargas muertas

Nombre	Cargas(kgf)/perno	Perno N°	Distancia1 (m)	Momento (kgf.m)	Sentido
Peso eje flexible (carga muerta)	6,125	1	0,313	1,9	ccw
		2	0,518	3,2	ccw
		3	0,437	2,7	cw
		4	0,144	0,9	cw
Peso rodillo (carga muerta)	2,5	1	0,198	0,5	ccw
		2	0,334	0,8	ccw
		3	0,488	1,2	cw
		4	0,408	1	cw

Fuente: Autora

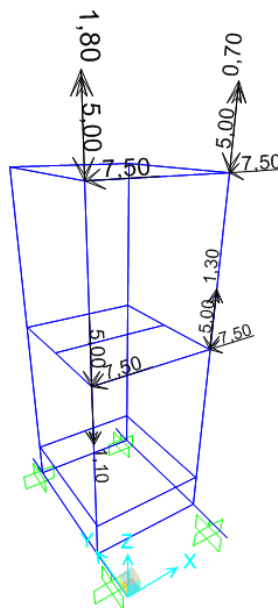
Estado de carga III: Fuerzas que aparecen debido a él bobinado, es decir la tensión de la fibra al ser halada para formar el ovillo, y el peso final de la bobina que se formó, siendo consideradas estas como carga viva.

Tabla 11. Cargas vivas

Nombre	Cargas(kgf)/perno	Perno N°	Distancia1 (m)	Momento (kgf.m)	Sentido
Peso bobina (carga viva)	5	1	0,313	1,6	ccw
		2	0,518	2,6	ccw
		3	0,437	2,2	cw
		4	0,144	0,7	cw
Fuerza tensión (carga viva)	7,5	1	0,313	2,3	cw
		2	0,518	3,9	cw
		3	0,437	3,3	ccw

Fuente: Autora

Figura 83. Cargas vivas sobre la estructura en SAP 2000 v 10.1

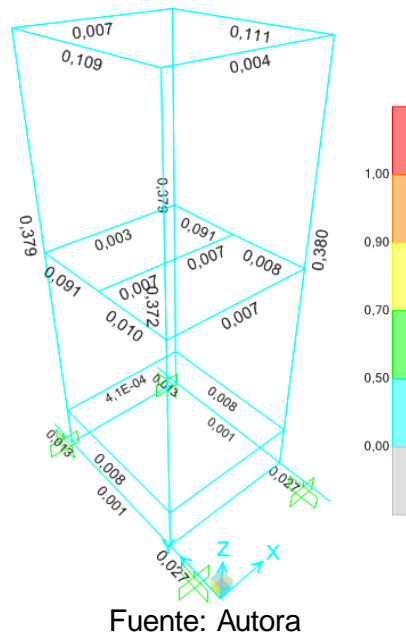


Fuente: Autora

- Análisis de razón de esfuerzos

Ya efectuado el análisis estructural hay que verificar que los elementos que se utilizaron si soportan las cargas actuantes dadas anteriormente ya que las razones de esfuerzo presentan valores menores que 0,38 con lo que queda asegurado la resistencia de la estructura.

Figura 84. Factores de seguridad de la estructura en SAP 2000 v 10.1



- Análisis de la deformación

Elaborando un análisis de la deformación de la estructura lo cual cumple con la limitación proporcional establecida para carga viva según la AISC L/360, según SAP 2000 L/240 y según otros autores L/300.

Verificando uno de los travesaños más largos y críticos cuya longitud es de 500mm y asumiendo como flecha tolerable L/300 obtenemos:

La deformación permisible es:

$$\delta_{\text{perm}} = \frac{500}{300} = 1,6 \text{ mm} \quad (129)$$

Como el valor de la deformación en el travesaño en la estructura es menor que el valor permisible se concluye que posee la rigidez apropiada.

- Verificación de la deformación de la estructura.

Para realizar la verificación usamos las especificaciones del AISC, sección E, donde el elemento crítico de la estructura es el que tiene el mayor estado de carga, en este caso es de 0,38, observado en la figura 86.

Mediante la simulación en SAP 2000, se tomó las fuerzas de flexión actuantes sobre la estructura, donde el elemento estructural crítico está sometido a compresión con un valor de 64 kgf.

Datos:

$$F_y = 46 \text{ ksi}$$

$$A_g = 0,197 \text{ plg}^2$$

$$\frac{b}{t} = \frac{1,102}{0,039} = 28,2 \quad (130)$$

- Cálculo de la esbeltez para elementos atiesados.

$$\lambda_r = 1,40 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (131)$$

$$\lambda_r = 1,40 \sqrt{\frac{29000 \text{ ksi}}{46 \text{ ksi}}} = 35,15$$

$$\frac{h}{t} < \lambda_r$$

28,2 < 35,15 La sección es no esbelta

Usando las especificaciones del AISC E3, tenemos que el valor de $k = 1,2$

$$L_x = L_y = L = 55,118 \text{ plg}$$

$$r_x = r_y = 0,465 \text{ plg}$$

Para x-x ó y-y

$$\frac{K \cdot L}{r} = \frac{1,2 \cdot 55,118 \text{ in}}{0,465 \text{ in}} = 142,24 \quad (132)$$

Verificar si es pandeo elástico ó inelástico:

$$\text{Si } \frac{KL}{r} > 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \text{ Pandeo elástico}$$

$$\text{Si } \frac{KL}{r} \leq 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \text{ Pandeo inelástico}$$

$$4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \tag{133}$$

$$4,71 \sqrt{\frac{29000\text{ksi}}{46\text{ksi}}} = 118,3$$

$$142,24 \leq 118,3 \text{ pandeo elástico}$$

Como el elemento está sujeto a pandeo elástico vamos a la sección E3, literal b) donde se obtiene:

$$F_{cr} = 0,877F_e \tag{134}$$

$$F_{cr} = 0,877 * 14,15 = 12,4 \text{ ksi}$$

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \tag{135}$$

$$F_e = \frac{\pi^2 * 29000\text{ksi}}{(142,24)^2} = 14,15 \text{ ksi}$$

El cálculo de resistencia

LRFD	ASD
$\phi_c = 0,90$	$\Omega_c = 1,67$
$0,9 F_{cr} A_g = 0,9 * 12,4\text{ksi} * 0,197\text{plg}^2$ $= 2,19 \text{ kips} > 6,147 \text{ kips}$	$\frac{F_{cr} A_g}{1,67} = \frac{12,4 \text{ ksi} * 0,197\text{plg}^2}{1,67}$ $= 1,46 \text{ kips} > 6,147\text{kips}$
$\frac{D}{C} = \frac{2,19}{6,147} = 0,356$	$\frac{D}{C} = \frac{1,46}{6,147} = 0,24$

La estructura está trabajando al 36% de su capacidad, por lo que con tranquilidad soporta la labor para la que fue realizada.

4.7 Diseño del circuito eléctrico.

El arranque del motor será directo, mediante un variador de frecuencia marca SINAMICS G110.

- Selección de los elementos de control y potencia

Con la potencia de 2Hp vamos al ANEXO G, donde:

Tabla 12. Elementos de control y potencia

Potencia		Consumo	Breaker	Fusibles	Schneider		
HP	Kw	(A)	3 Polos (A)	(A)	Guardamotor	Contactador	Relé Térmico
2	1,5	6,8	16	20	6-10 A	9A	5,5-8 A

Fuente: Catalogo Mercurio

El plano eléctrico se lo presenta en el ANEXO H.

CAPÍTULO V

5. CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE Y PRUEBAS DE LA BOBINADORA

5.1 Generalidades

Llevar a cabo la construcción de la máquina bobinadora, requiere de un taller mecánico que debe cumplir con diferentes aspectos importantes como son disponer de una infraestructura para elaborar el trabajo sin que la intemperie ocasione algún tipo de problemas, contar con toda la maquinaria indispensable para la elaboración de los elementos que conforman la máquina a construirse, exceptuando aquellos elementos que son adquiridos bajo previa fabricación, por ejemplo: rodamientos, pernos, los componentes eléctricos y otros.

Así mismo es de gran importancia que el taller cuente con un stock de herramientas y materia prima esencial para la fabricación, brinde normas básicas de confiabilidad de trabajo, por último que se disponga al menos personal técnico capacitado para la interpretación de planos y manejo adecuado de máquinas herramientas, que aportan también con su experiencia para llegar a una eficaz construcción de la maquina bobinadora

5.2 Construcción de la máquina bobinadora

La construcción sirve para cerciorarse del correcto desempeño de los criterios propuestos en el diseño de la bobinadora, e igualmente chequear el cumplimiento de la capacidad de carga para la que fue considerada, por lo cual para la comprobación es forzosa la construcción de la máquina.

Para la respectiva construcción y ensamble de la máquina bobinadora se asignó cada tarea que se realizara para fabricar cada elemento que compone el subsistema, hasta llegar al ensamble de tolos los componentes mecánicos y eléctricos.

Para encaminar la mano factura del bien de modo óptimo, se identifican los sistemas que conforman la bobinadora, esclareciendo los elementos que se usarán en cada sección, detallando sus respectivos componentes principales y códigos asignados, clasificación referida en la tabla 13.

Tabla 13. Sistemas y componentes que constituyen la máquina bobinadora

Denominación		Componentes Principales	Cantidad
Estructura soporte de la bobinadora		Estructura soporte en perfilería cuadrada	1
		Recubrimiento de protección	1
Sistema de bobinado de rafia	Subsistema de bobinado	Eje macizo bobina	1
		Carcasa	3
		Uña	6
		Bocín de la uña	2
		Chaveta circular	6
		Muelle interno	2
		Tuerca cono	1
	Subsistema de guiado	Base cuña guía	1
		Guiador interno	1
		Rodillo guiador	1
		Carcasa rodillo guiador	1
		Rodillo soporte de la cuña	1
		Soporte del rodillo	2
	Subsistema de freno y apoyo	Placa soporte	1
		Eje freno	1
		Bocín de muelle	1
		Muelle freno	1
		Base rodillo guiador	1
		Brazo	1
		Guía soporte	1
Guía del freno		1	
Muelle desplazamiento		1	
Manija de freno		1	
Soporte		1	
Cuña guía	1		
Sistema motriz de la bobinadora		Eje motriz	1
		Bocín de apoyo	1
		Rodamiento	2
		Catalinas	2
		Cadena de transmisión	2
		Motor	1
Sistema eléctrico		Caja de circuitos	1
		Elementos de protección	1
		Elementos de potencia	1
		Elementos de control	1
		Cableado	1

Fuente: Autora

5.3 Máquinas herramientas

La construcción de los sistemas anteriormente mencionados, solicitan la intervención de las máquinas herramientas, así también utensilios de mecanizado manuales e instrumentos de medición, los que se hallan detallados en la tabla 14.

Cada uno de los elementos que se usan en la construcción de la máquina bobinadora de rafia posee su propia numeración, con la finalidad de disponer de diagramas de flujos con una visión técnica comprensible.

Tabla 14. Herramientas e instrumentos para mecanizado

Tipo	Descripción
Herramientas manuales	Sierra de marco
	Entenalla
	Desatornilladores
	Juego llaves
	Juego llaves Allen
	Machuelos
Máquinas herramientas	Torno
	Fresadora
	Amoladora
	Esmeril
	Taladro
	Equipo de suelda
Instrumentos de medición	Flexómetro
	Calibrador
	Regla,escuadra,lapíz

Fuente: Autora

5.4 Procedimiento para la fabricación

Los procesos de mecanizado que se necesitan en la construcción de la máquina bobinadora poseen su asignación y código respectivo para adaptarlo al presente trabajo, para cada tarea asignada se propone un tiempo de construcción, con la que se promediara lapso en que se construirá.

La máquina bobinadora para facilidad de su fabricación y asignación de tareas se la dividió en:

Estructura soporte de la bobinadora.

Sistema de bobinado de rafia, este a su vez contiene:

- ◆ Subsistema de bobinado
- ◆ Subsistema de guiado,
- ◆ Subsistema de apoyo y freno

Sistema motriz de la bobinadora

Sistema eléctrico.

Para describir de una forma adecuada y cronológica se formula en la tabla 15.

Tabla 15. Operaciones mecánicas y tiempo de construcción

Denominación		Componentes Principal	Operaciones	Nº	Tiempo (h)		
Estructura soporte de la bobinadora		Estructura soporte en perfilera cuadrada	Toma de medidas y trazos	1	0,40		
			Corte	2	3,00		
			Pre-soldado	3	2,00		
			Nivelado y escuadrado	4	1,00		
			Soldado	5	3,00		
			Ensamble	6	0,20		
				Recubrimiento de protección	Toma de medidas y trazos	7	0,40
					Corte	8	5,00
					Taladrado 4 agujeros por lado	9	0,10
					Pulido	10	0,20
					Empernar 26 en total M6	11	1,00
					Ensamble	12	0,20
Sistema de bobinado de rafia		Eje macizo bobina	Medir y trazar	13	0,05		
			Cortar	14	0,05		
			Tornear y rosca al extremo	15	3,00		
			Taladrar 6 agujeros	16	1,00		
			Machuelo M6	17	0,20		
			Ensamble	18	0,10		
				Carcasa	Medir y trazar	19	0,05
					Cortar longitudinalmente	20	0,40
					Soldar puntos extremos	21	0,10
					Torneado interno	22	5,00
					Asignación chavetero inter	23	0,30
					Taladrado previo fresa	24	0,10
					Fresado inter 6agj M6X30	25	2,00
					Pulido	26	0,30
		Ensamble	27	0,10			
				Uña	Medir y trazar	28	0,05
					Cortar	29	0,80
					Cortar longitudinalmente	30	0,20
					Torneado externo	31	0,30
					Taladrado 1 agujero x pieza	32	0,10
					Machuelo 6 agujero M2	33	0,10
					Ensamble	34	0,10
				Bocín de la uña	Medir y trazar	35	0,05
					Cortar	36	0,10
					Torneado interno	37	2,00
					Ensamble	38	0,05
				Chaveta circular	Medir y trazar	39	0,05
					Cortar	40	0,15
					Esmerilar	41	0,30
					Ensamble	42	0,40
				Muelle interno	Medir y trazar	43	0,05
					Cortar y esmerilar	44	0,15
					Ensamble	45	0,05
				Tuerca cono	Medir y trazar	46	0,05
					Cortar	47	0,10
					Cilindrado cónico	48	3,00
					Pulido espejo	49	0,10
					Soldado	50	0,10
					Ensamble al eje de bobinado	51	0,08
		Subsistema de guiado		Base cuña guía	Medir y trazar	52	0,10
					Cortar	53	0,20
					Esmerilar	54	0,05
					Taladrar 3 agujero 2xM3 y 1xM5	55	0,80
					Ensamble	56	0,10

Tabla 15 (continuación)

Denominación		Componentes Principal	Operaciones	Nº	Tiempo (h)
		Guiador interno	Medir y trazar	57	0,05
			Cortar	58	0,08
			Amolar	59	0,10
			Montaje micro rodamiento	60	0,10
		Rodillo guiador	Medir y trazar	61	0,05
			Cortar	62	0,10
			Torneado especial	63	5,00
			Cilindrar	64	1,00
			Ensamble	65	0,20
		Carcasa rodillo guiador	Medir y trazar	66	0,05
			Cortar	67	0,10
			Soldar	68	0,40
			Pulir	69	0,20
			Ensamble en rodillo guiador	70	0,15
			Ensamble rodamiento interno	71	0,10
			Ensamble chumacera	72	0,20
		Rodillo soporte de la cuña	Medir y trazar	73	0,05
			Cortar	74	0,10
		Soporte del rodillo	Medir y trazar	75	0,05
			Cortar	76	0,10
			Esmerilar	77	0,15
			Taladrar 4aguj	78	0,10
			Machuelo M4	79	0,10
			Ensamble rodamientos internos	80	0,15
			Ensamble rodillo soporte	81	0,10
			Ensamble a la carcasa de rodillo	82	0,10
		Placa soporte	Medir y trazar	83	0,05
			Cortar	84	0,30
			Esmerilar	85	0,80
			Taladrar 4aguj	86	0,10
			Machuelo M6	87	0,10
			Ensamble carcasa rodillo	88	0,10
		Eje freno	Medir y trazar	89	0,05
			Cortar	90	0,05
			Torno pulir	91	0,10
			Roscado extremo	92	0,10
		Bocín de muelle	Medir y trazar	93	0,05
			Cortar	94	0,10
			Cilindrado interno	95	0,20
			Taladrado 2 agujero M3	96	0,10
			Ensamble al eje de freno	97	0,05
		Muelle freno	Ensamble eje freno-bocín	98	0,10
			Atornillado a posicionamiento	99	0,10
		Base rodillo guiador	Medir y trazar	100	0,05
			Cortar	101	0,10
			Pulir en amoladora	102	0,20
			Soldar	103	0,20
			Perforado 8 agujero	104	0,10
			Machuelo 4xM10 y 4xM6	105	0,10
			Ensamble a la carcasa rodillo	106	0,10
		Brazo	Medir y trazar	107	0,05
			Cortar	108	0,10
			Pulir en amoladora	109	0,20
			Perforado 4 agujero	110	0,15
			Machuelo M10	111	0,15
			Perforado central	112	1,00

Tabla 15 (continuación)

Denominación		Componentes Principal	Operaciones	Nº	Tiempo (h)	
			Ensamble a la rodillo guía	113	0,40	
		Guía soporte	Medir y trazar	114	0,05	
			Cortar	115	0,10	
			Perforado central	116	1,00	
			Ensamble	117	0,10	
		Guía del freno	Medir y trazar	118	0,05	
			Amolar muesca central	120	2,00	
			Taladrar 2 agujero	121	0,10	
			Machuelo M8	122	0,10	
		Muelle desplaz	Ensamble sobre brazo	123	0,10	
		Manija de freno	Medir y trazar	124	0,05	
			Cortar	125	0,10	
			Taladrar y Machuelo	126	0,20	
			Ensamble sobre eje freno	127	0,20	
		Soporte	Medir y trazar	128	0,05	
			Cortar	129	0,10	
			Soldar bocines en extremos	130	0,30	
		Cuña guía	Medir y trazar	131	0,05	
			Cortar	132	0,10	
			Amolar	133	0,20	
			Ensamble	134	0,20	
		Placa base	Medir y trazar	135	0,05	
			Cortar	136	0,10	
			Taladrar agujeros específicos	137	2,00	
			Ensamble sobre estructura	138	0,30	
			Ensamble chumaceras varias	139	0,50	
			Ensamble de los ejes	140	0,40	
			Ensamble guía del freno	141	0,30	
			Ensamble brazo	142	0,20	
			Ensamble muelle desplazamiento	143	0,20	
		Eje motriz	Medir y trazar	144	0,05	
			Cortar	145	0,10	
			Ensamble	146	0,25	
		Bocín de apoyo	Medir y trazar	147	0,05	
			Cortar	148	0,10	
			Soldar y pulir	149	0,20	
			Ensamble	150	0,10	
		Rodamiento	Ensamble en estructura	151	0,10	
		Catalinas	Ensamble al eje y guiador	152	0,40	
		Cadena de transmisión	Ensamble sobre catalinas	153	0,40	
			Lubricación	154	0,10	
		Motor	Ensamble en estructura	155	0,30	
			Cableado central	156	0,20	
		Caja de circuitos	Taladrado de aguj. de sujeción	157	0,20	
			Ensamble	158	0,30	
		Ele. de protección	Ensamble en caja de circuitos	159	0,15	
		Elementos de potencia	Ensamble en caja de circuitos	160	0,15	
		Elementos de control	Medir y trazar	161	0,10	
			Taladrar	162	0,15	
			Ensamble en caja de circuitos	163	0,15	
			Ensamble pulsadores	164	0,15	
		Cableado	Medir y cortar	165	0,30	
			Remachados, cableados varios	166	1,30	
Tiempo total (h)						19,45

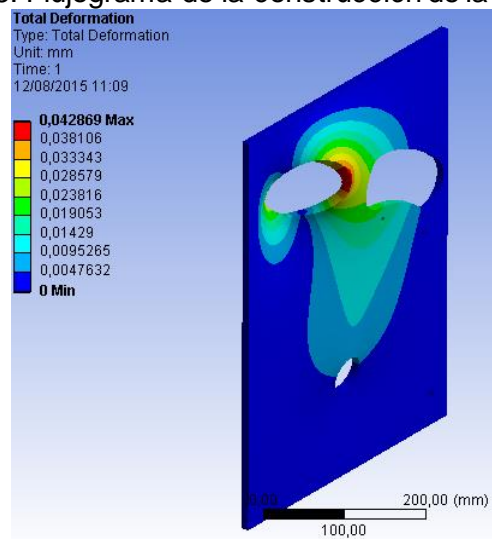
Fuente: Autora

5.5 Flujograma para la construcción

Para llevar a cabo la construcción de la maquina bobinadora de precisión, se tomó los códigos que se propone en la tabla 15 de asignación de tareas para seguir un orden adecuado, ejecutando las labores eficazmente.

A continuación se muestra los distintos flujogramas de construcción los cuales brindan las relaciones con la construcción de la bobinadora.

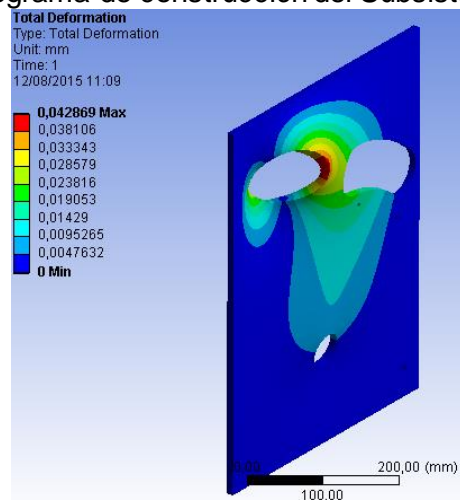
Figura 85. Flujograma de la construcción de la estructura



Fuente: Autora

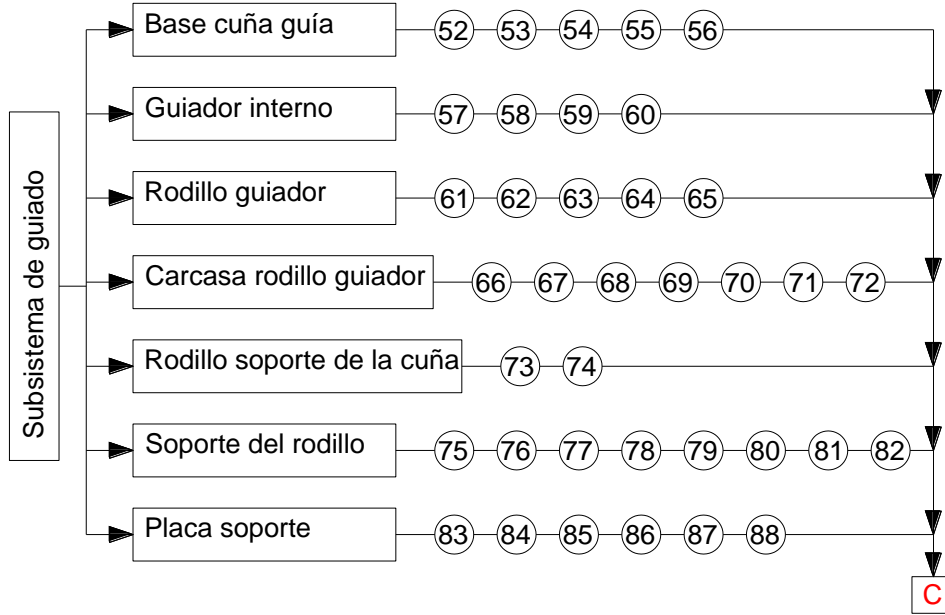
El proceso de construcción del bobinado de la máquina se contempla en las figuras siguientes:

Figura 86. Flujograma de construcción del Subsistema de bobinado



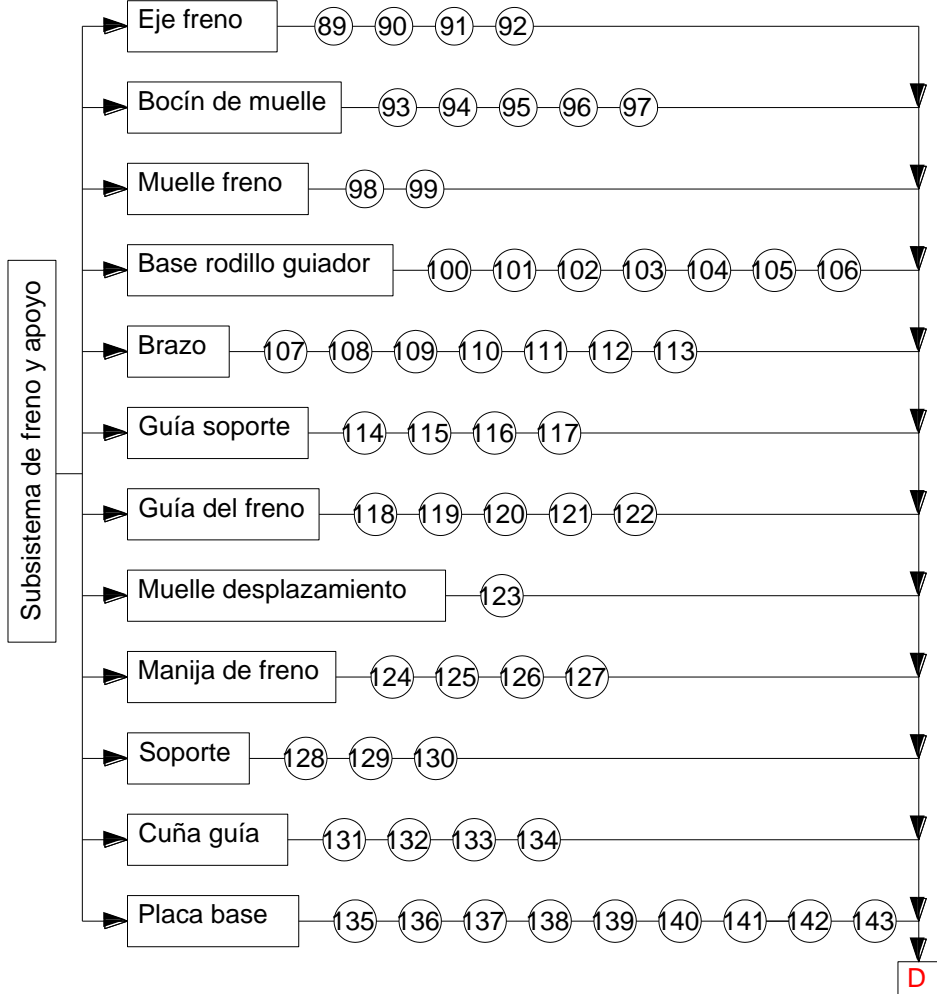
Fuente: Autora

Figura 87. Flujograma de construcción del Subsistema de guiado



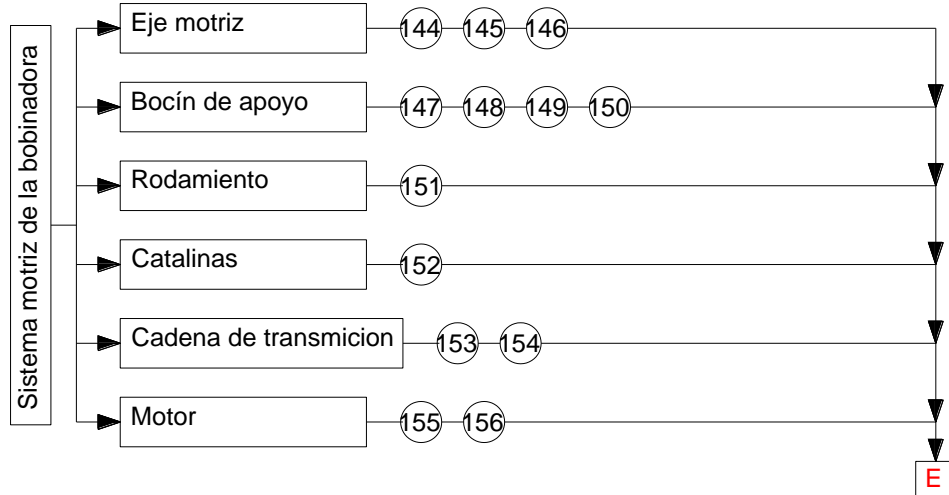
Fuente: Autora

Figura 88. Flujograma de construcción del Subsistema de apoyo y freno



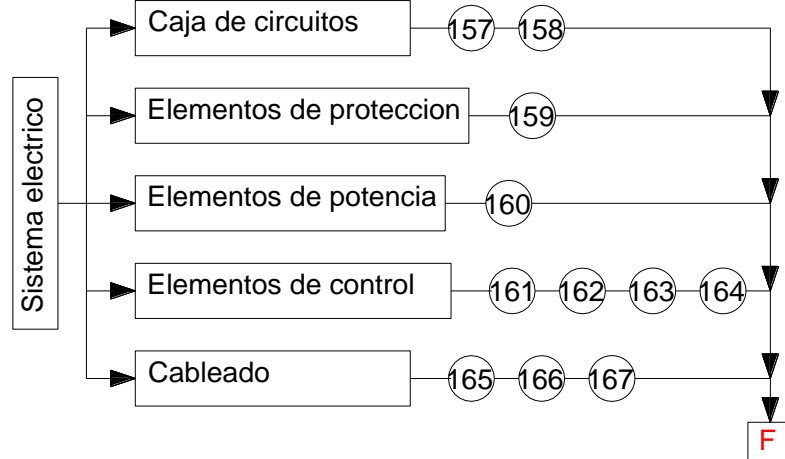
Fuente: Autora

Figura 89. Flujograma de construcción del Sistema motriz de la bobinadora



Fuente: Autora

Figura 90. Flujograma de construcción del Sistema eléctrico



Fuente: Autora

5.6 Montaje de la bobinadora

Los tiempos utilizados durante el ensamblado de la máquina se presentan en las siguientes tablas:

Tabla 16. Montaje de la estructura

Operación	Código	Tiempo (h)
Traslado de los elementos al lugar de trabajo	M1	0,3
Ensamble de la estructura	M2	6,0
Ensamble del recubrimiento laterales y superior	M3	1,0
Ensamble base asentamiento del motor	M4	0,5
Ensamble placa base	M5	1,0
Ajuste de pernos de sujeción	M6	0,2
Subtotal		9,0

Fuente: Autora

Tabla 17. Montaje del subsistema de bobinado

Operación	Código	Tiempo (h)
Ensamble del eje macizo en la chumacera	M7	0,10
Ensamble de la chumacera en la placa base	M8	0,20
Ensamble muelle interno 1	M9	0,05
Colocar chavetas	M10	0,30
Ensamble anillo de retención, muelle int 2 y bocín	M11	0,05
Ensamble uñas sobre carcasa	M12	0,10
Ensamble carcasa sobre eje bobinado	M13	0,10
Ajuste de pernos de sujeción	M14	0,20
Subtotal		1,10

Fuente: Autora

Tabla 18. Montaje subsistema de guiado

Operación	Código	Tiempo (h)
Ensamble del guiador en la carcasa	M15	0,2
Ensamble del rodamiento interno	M16	0,2
Ensamble de la chumacera de apoyo	M17	0,2
Ensamble del guiador interno	M18	0,1
Ensamble placa y micro rodamiento internos	M19	0,3
Ensamble tapa y soporte guía	M20	0,2
Ensamble sobre carcasa soporte rodillo guiador	M21	0,2
Ensamble rodamiento inter rodillo guiador	M22	0,3
Montar sobre la placa base	M23	0,1
Subtotal		1,8

Fuente: Autora

Tabla 19. Montaje subsistema de apoyo y freno

Operación	Código	Tiempo (h)
Ensamble de la base y rodillo guiador	M24	0,1
Ensamble del eje de freno al bocín y muelle	M25	0,1
Ensamble de chumacera del motor	M26	0,3
Ensamble del brazo sobre la placa base y chuma	M27	0,4
Ensamble del soporte sobre el brazo	M28	0,3
Ensamble del muelle de desplazamiento	M29	0,2
Ajustes de pernos	M30	0,2
Subtotal		1,6

Fuente: Autora

Tabla 20. Montaje sistema motriz de la bobinadora

Operación	Código	Tiempo (h)
Traslado de los elementos al lugar de trabajo	M31	0,10
Ensamble del motor en su base	M32	0,15
Ensamble de las catalinas sobre los ejes	M33	0,40
Ensamble del eje motriz y rodamiento	M34	0,20
Ensamble de las cadenas de transmisión	M35	0,20
Subtotal		1,05

Fuente: Autora

Tabla 21. Montaje sistema eléctrico

Operación	Código	Tiempo (h)
Ensamble de la caja de circuitos	M36	0,2
Ensamble de los elementos potencia, control, protección	M37	0,4
Energizado de la máquina	M38	0,1
Subtotal		0,7

Fuente: Autora

Tabla 22. Tiempo en realizar el montaje

Estructura		h
Sistema de bobinado de rafia	Subsistema de bobinado	1,1
	Subsistema de guiado	1,8
	Subsistema de freno y apoyo	1,6
Sistema motriz de la bobinadora		1,6
Sistema eléctrico		0,7
Total		15,8

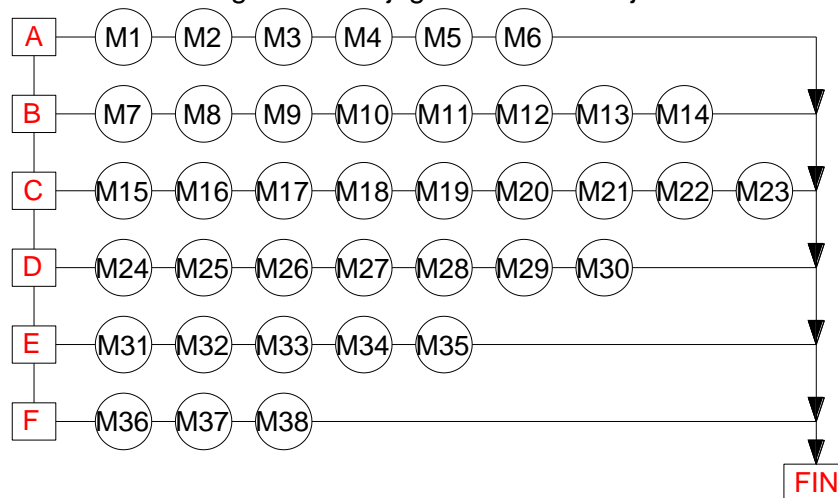
Fuente: Autora

5.7 Flujograma del proceso de montaje

En el desarrollo de los tiempos no se ha considerado el lapso de periodos muertos que se dan entre operación a operación que no se han incluido, por lo general son los que causan más demora en la construcción de la máquina.

El tiempo de construcción 67,76 horas más el tiempo de montaje 15,8 horas, al sumar los dos obtenemos un total de 83,56 horas que serán invertidas en la fabricación de la máquina, es decir 10,5 días considerandos en una jornada de 8 horas diarias.

Figura 91. Flujograma del montaje



Fuente: Autora

5.8 Pruebas de campo

Las pruebas que se ejecutaron en la máquina previa a su presentación final fueron:

a) Tiempo de bobinado

Ayuda a verificar la capacidad de producción, cuanta demora hay entre bobina a bobina.

b) Velocidad de operación

Ayuda a comprobar los parámetros al que fue diseñado inicialmente los elementos en rotación, también identifica la variación de velocidad que se produce en el proceso.

c) Peso final del ovillo

Aquí es donde se dará cumplido uno de los objetivos más importantes para el cual fue creada la máquina, con esta variante encontramos el tonelaje al que puede llegar.

d) Diámetro y longitud

Aunque estas variantes realmente no interfieren para los procesos subsiguientes, se les considera para saber si los ovillos que se producen son constantes en su configuración geométrica así validar el funcionamiento parejo de la misma.

e) Característica del producto resultante

Con la observación de la bobina se homologa la calidad del ovillo obtenido, con la reducción de empates de rafia y el logro de un buen volumen de material continuo.

Tabla 23. Pruebas con cinta de 34 mm de ancho

N° Bobina	Velocidad inicial(rpm)	Velocidad final(rpm)	Diámetro/ Longitud(cm)		Peso (Kgf)	Tiempo (min)
1	400	200	22	38	22,45	40
2	400	198	23	38,2	21	38
3	400	240	23	39	22	46
4	400	218	23	39	21,6	44
5	400	213	22	39,1	23	53
Total					22,01	44,2

Fuente: Autora

Tabla 24. Pruebas con cinta de 37 mm de ancho

N° Bobina	Velocidad inicial(rpm)	Velocidad final(rpm)	Diámetro/ Longitud(cm)		Peso (Kgf)	Tiempo (min)
1	400	200	22	38	17,6	42
2	400	220	19	38	18,1	50
3	400	212	20	39	18	46
4	400	224	21,5	37	17,8	40
5	400	200	20	39	18,5	54
Total					18	46,4

Fuente: Autora

Tabla 25. Pruebas con cinta de 60 mm de ancho

N° Bobina	Velocidad inicial(rpm)	Velocidad final(rpm)	Diámetro/ Longitud(cm)		Peso (Kgf)	Tiempo (min)
1	400	200	17,5	38	16	48
2	400		16	38	16,2	42
3	400		15,77	37,8	15	40
4	400		17	38	15,4	46
5	400		17	38,6	15,6	41
Total					15,64	43,4

Fuente: Autora

5.9 Análisis de resultados

- Como se ha dicho anteriormente el diseño de la máquina se consideró para 20 Kg a 25 Kg el cual se ha cumplido satisfactoriamente, aunque cabe aclarar que el peso del ovillo varia acorde al ancho de la cinta con la que se trabaje demostrado mediante las pruebas, por lo tanto la máquina se ha concebido para el peso máximo que se puede obtener en el proceso de bobinado.
- En las pruebas se constató que la velocidad de rotación al que arranca el eje es constante mas no en la parte final del proceso pues como por inestabilidades que se producen por el material el operador manipula manualmente el control de potencia lo que implica que haya variaciones de la velocidad final.
- En las pruebas se constató que el tiempo aproximado para cada bobina haciende a los 45 minutos, tiempo para el cual se previó la capacidad productiva.
- Los ovillos obtenidos en las pruebas fueron de bobinado continuo, es decir no hubo alta cantidad de empates por lo que se consiguió que el producto mejore la calidad, disminuyendo el tiempo de operación de ovillo a ovillo.

CAPÍTULO VI

6. ANALISIS DE COSTOS

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

6.1 Costos directos

En el análisis de costos directos se examina los desembolsos por materiales, mano de obra, maquinas-herramientas, equipos y transporte usados, los cuales se detallan a continuación:

6.1.1 Costo de materiales y accesorios mecánicos. El costo de los materiales con la que se construye la máquina es una sección primordial para la determinación del costo total de la máquina, con ello se podrá determinar cuan factible se hace el proyecto.

Los elementos de sujeción se seleccionaron en consideraron al Catálogo Din Tornillería y Remaches. (DIN 13/, 2013)

En el presente proyecto los costos más representativos y que intervienen directamente sobre la viabilidad de construcción de la máquina bobinadora de precisión son los siguientes: los materiales sistema eje bobina, materiales sistema rodillo guiador, materiales sistema apoyo brazo y freno, materiales de la placa base, materiales de la estructura, materiales de la transmisión de potencia, materiales extras, materiales eléctricos, control y potencia, otros rubros que también deben ser considerados son: valor por mano de obra, valor por máquinas –herramientas y el valor por transporte.

Una vez estimados estos valores comerciales, con los proveedores más competitivos se podrá determinar el valor de la inversión a realizar, mediante este análisis se podrá tomar la decisión más acertada con respecto a la construcción y el funcionamiento de la máquina,

Se detalla a continuación la lista de elementos que se mecanizan con su respectivo valor económico, también los componentes de la transmisión de potencia y la parte eléctrica.

Tabla 26. Materiales sistema eje bobina

Nombre elemento	Detalle	Material	Unid	Cantid	unit	Valor unit(\$)	Valor total(\$)
Eje macizo bobina	eje macizo 2 1/4 in	AISI 1018	1	0,7	m	38,70	38,70
Carcasa	barra perforada 70 x 10mm	10294-1	1	0,4	m	36,98	36,98
Uña	barra perforada 70 x 10mm	10294-1	2	0,02	m	1,55	3,10
Bocín de la uña	barra perforada 70 x 10mm	10294-2	2	0,015	m	1,16	2,32
Chaveta circular	varilla liza 8mm	ASTM A36	6	0,025	m	0,10	0,60
Muelle interno	muelle a compresión 40mm	UNSG10650	2	0,05	m	2,20	4,40
Anillo de retención	0109035- d40mm	DIN 471-E	1	1	unid	0,20	0,20
Tuerca cono	M33	DIN 934	1	1	unid	0,60	0,60
Rodamiento 50mm	6810zz	NTN	1	1	unid	35,00	35,00
Chumacera 50mm	ucf210 d1	NTN	1	1	unid	19,00	19,00
Pernos anclaje chumacera	t c hex, rosca fondo M14x50	DIN 933	4	4	unid	0,35	1,40
Tuerca	M14	DIN 934	4	4	unid	0,08	0,32
Tornillo sin cabeza	hueco hexa M2x8	DIN 016	6	6	unid	0,10	0,60
Total							143,22

Fuente: Autora

Tabla 27. Materiales sistema rodillo guiador

Nombre elemento	Detalle	Material	Unid	Cantid	unit	Valor unit(\$)	Valor total(\$)
Guía superior	varilla liza 8mm	ASTM A36	1	0,5	m	0,22	0,11
Porta guía superior	plancha 2mm	ASTM A366	1	65x60x2	mm	0,16	0,16
Tapa superior	plancha 2mm	ASTM A366	1	500x65x2	mm	0,38	0,38
Base cuña guía	plancha 10mm	DURALON	1	55x50x10	mm	0,16	0,16
Micro-rodamiento	603	NTN	2	2	unid	6,00	12,00
Guiador interno	varilla lisa 5,5 mm	ASTM A36	1	2	cm	0,10	0,20
Rodillo guiador	eje macizo 2 in	AISI 1018	1	0,7	m	27,10	27,10
Carcasa rodillo guiador	tubo poste 2 7/8	ASTM A-500	1	0,5	m	0,51	0,51
	platina 65x6 mm	ASTM A36	1	0,7	m	0,58	0,58
	plancha	ASTM A366	1	10x500x5	mm	0,60	0,60
Rodamiento interno 30mm	6806ZZ	NTN	1	1	unid	4,00	4,00
Rodamiento rodillo guiador	6404	NTN	1	1	unid	23,5	23,50
Chumacera rodillo guiador	ucc205 d1	NTN	1	1	unid	6,00	6,00
Rodillo soporte de la cuña	tubo aluminio 1 in	ALUMINIO	1	0,45	m	2,34	2,34
	rodamiento 6800zz	NTN	2	2	unid	2,00	4,00
	varilla 10 mm	ASTM A36	1	0,5	m	0,34	0,34
Soporte del rodillo	plancha 25x20x20	ALUMINIO	1	140x25x20	mm	4,00	4,00
Placa soporte	plancha 10mm	ASTM A36	1	150x65x10	mm	0,58	0,58
Tornillo sin cabeza Allen	hueco hexa M14x20	DIN 916	1	1	unid	0,20	0,20
Tuerca de fijación	tuerca km(arandela s)	DIN 981	1	1	unid	0,1	0,10
Cuña guía	plancha 2mm	ASTM A366	1	60x50x2	mm	0,35	0,35
Tornillos porta guía superior	torn cabeza Allen M4x20	DIN 912	5	5	unid	0,12	0,60
Tornillos cuña	torn cabeza Allen M4x8	DIN 912	4	4	unid	0,04	0,16
Tornillo soporte del rodillo en brazo	t c hex,rosca fondo m10x20	DIN 933	4	4	unid	0,45	1,80
Pernos guía soporte	t c hex,rosca fondo M8x10	DIN 934	2	2	unid	0,36	0,72
Tornillo soporte del rodillo	torn cabeza Allen M4x25	DIN 912	2	2	unid	0,14	0,28
Total							90,77

Fuente: Autora

Tabla 28. Materiales sistema apoyo brazo y freno

Nombre elemento	Detalle	Material	Unid	Cantid unit		Valor unit(\$)	Valor total(\$)
Eje freno	varilla liza 12mm	ASTM A36	1	0,52	M	0,52	0,52
	plancha 6mm	ASTM A366	1	40X40X6	mm	0,25	0,25
Bocín de muelle	varilla liza 22mm	ASTM A37	1	2	CM	0,07	0,07
Muelle freno	muelle torsión 14x20	UNSG10650	1	1	unid	0,46	0,46
Base rodillo guiador	plancha 10mm	ASTM A36	1	650X110X10	mm	4,27	4,27
Brazo	plancha 10mm	ASTM A36	1	340X90X10	mm	1,83	1,83
Guía soporte	plancha 2mm	ASTM A366	1	80X60X2	mm	0,57	0,57
Guía del freno	plancha 10mm	ASTM A36	1	150X110X10	mm	0,98	0,98
Rodamiento motor	6804	NTN	1	1	unid	3,00	3,00
Chumacera motor	UCF206D1	NTN	1	1	unid	12,00	12,00
Muelle desplazamiento	muelle tracción	UNSG10650	1	1	unid	1,53	1,53
Manija de freno	plancha 10 mm	ASTM A36	1	50X20X10	mm	0,59	0,59
Soporte	varilla liza 12mm	ASTM A36	1	0,3	M	0,29	0,29
Pernos anclaj chum motor	t c hex,rosca fondo m10x45	DIN 933	4	4	unid	0,45	1,80
Tuerca	M10	DIN 934	4	4	unid	0,05	0,20
Pernos guía del freno	torn cabeza allen m8x25	DIN 912	2	2	unid	0,36	0,72
Tuerca	M8	DIN 934	2	2	unid	0,04	0,08
Tornillo base rodillo guía	torn cabeza Allen M6X25	DIN 912	4	4	unid	0,12	0,48
Tuerca	M6	DIN 934	4	4	unid	0,03	0,12
Tornillo muelle y bocín	cabeza almohada M3X10	DIN 85	3	3	unid	0,07	0,21
Tuerca sombrerete auto	M12	DIN 986	1	1	unid	0,10	0,10
Tornillo del soporte	t c hex,rosca fondo M6X18	DIN 933	2	2	unid	0,12	0,24
Tuerca	M6	DIN 934	2	2	unid	0,03	0,06
Perno sujeción muelle	t c hex,rosca fondo M10X10	DIN 933	1	1	unid	0,40	0,40
Perno suj muelle placa	t c hex,rosca fondo M10X25	DIN 934	1	1	unid	0,45	0,45
Tuerca	M10	DIN 934	1	1	unid	0,05	0,05
Total							31,27

Fuente: Autora

Tabla 29. Materiales placa base

Nombre elemento	Detalle	Material	Unid	Cantid	unit	Valor unit(\$)	Valor total(\$)
Placa base	plancha 10mm	ASTM A36	1	400X520X10	mm	12,50	12,50
Pernos de sujeción	t c hex,rosc M8X40(5/16)	DIN 934	4	4	unid	0,40	1,60
Tuerca	M8	DIN 934	4	4	unid	0,05	0,20
Total							14,30

Fuente: Autora

Tabla 30. Materiales estructura

Nombre elemento	Detalle	Material	Cantid	unit	Valor unit(\$)	Valor tot(\$)
Tubo rectangular	tubo mecánico 30x30x1 mm	ASTM A36	15	M	2,09	31,35
Electrodos	6011	varios	0,5	Lb	2,20	2,20
Pernos de anclaje	M6x25	DIN 6921	30	unid	0,12	3,60
Recubrimiento	plancha	ASTM A36	1600X560X2	mm	10,71	10,71
Tubo redondo	tubo estructural 1in	ASTM A 513	1	M	0,46	0,46
Polea	4 pulg	fundición	1	unid	2,93	2,93
Total						51,25

Fuente: Autora

Tabla 31. Materiales transmisión de potencia

Nombre elemento	Detalle	Unid	Valor tot(\$)
Motor trifásico	WEG-2 HP	1	173,01
Catalina	50B-28	1	4,60
Catalina	50B-24	1	3,80
Catalina doble	50B-17	1	12,25
Cadena simple tipo a	paso 0,625 IN (1,38 m)	1	13,00
Polea	80mm (3in)	1	2,43
Polea	300mm (12in)	1	8,72
Correa trapecial	SPZ DIN7753	1	6,80
Rodamiento	60\28ZZ	1	4,00
Chumacera	UCP205D1	1	8,00
Total			236,61

Fuente: Autora

Tabla 32. Materiales extras

Nombre elemento	Detalle	Cantid	unit	Valor tot(\$)
Sellos	suela	1	m	1,25
Pintura I	naranja y piel	1	lt	4,72
Lubricante	SAE 10W	1	lt	6,00
Grasa	LGMT 2	1	LAT	5,00
Total				16,97

Fuente: Autora

Tabla 33. Materiales eléctricos, control y potencia

Nombre elemento	Detalle	Cantid	unit	Valor unit(\$)	Valor tot(\$)
Gabinete	600x400x200(ip55)	1	Unid	58,61	58,61
Bornera	Cable n°14	8	Unid	0,24	1,92
Bornera	Cable n°10	2	Unid	0,32	0,64
Bornera	Cable n°16	8	Unid	0,24	1,92
Variador de frecuencia	5 hp-3800w	1	Unid	350,00	350,00
Cable flexible	N°16	8	M	0,23	1,84
Cable flexible	N°14	8	M	0,32	2,56
Cable flexible	N°10	12	M	0,81	9,72
Cable solido	N°10	2	M	0,63	1,26
Terminales	Punta n°16	1	Unid	5,50	5,50
Terminales	Punta n°14	1	Unid	5,50	5,50
Terminales	Punta n°10	1	Unid	5,50	5,50
Contactores	Gmc22 20 amperios	1	Unid	23,80	23,80
Relés térmicos	3-6 amperios	1	Unid	24,57	24,57
Breaker de protección	32 amperio dos polos	1	Unid	7,22	7,22
Breaker de protección	5 amperios dos polos	1	Unid	12,72	12,72
Porta fusibles	2 amperios 1 polo	1	Unid	1,65	1,65
Terminales	Ojon°16	1	Unid	8,50	8,50
Terminales	Ojon°14	1	Unid	6,50	6,50
Terminales	Ojo n°10	1	Unid	5,00	5,00
Terminales	En u n°16	1	Unid	8,00	8,00
Terminales	En un°14	1	Unid	6,25	6,25
Terminales	En u n°10	1	Unid	5,00	5,00
Luz piloto roja	220v	1	Unid	0,36	0,36
Luz piloto verde	220v	1	Unid	0,36	0,36

Tabla 33 (continuación)

Nombre elemento	Detalle	Cantid	unit	Valor unit(\$)	Valor tot(\$)
Pulsador de marcha	5v (verde)	1	Unid	1,87	1,87
Pulsador de paro	5v (rojo)	1	Unid	1,87	1,87
Pulsador de hongo	5v	1	Unid	2,41	2,41
Cable sucre	4 x 10	5	M	3,57	17,85
Prensa estopas	22 mm	5	Unid	0,68	3,40
Riel din	Longitud 1m	1	M	2,22	2,22
Potenciómetro	10k	1	Unid	0,45	0,45
Canaleta ranurada	1 x 1 1/2 pulg	3	M	2,63	7,89
Espiral	Cinta blanca 19mm	5	M	0,50	2,50
Total					595,36

Fuente: Autora

Tabla 34. Valor total de materiales

Materiales	Valor(\$)
Sistema eje bobina	143,22
Sistema rodillo guiador	90,77
Sistema brazo y freno	31,27
Placa base	14,30
Estructura	51,25
Transmisión de potencia	236,61
Extras	16,97
Eléctricos do control y potencia	595,36
Total	1179,74

Fuente: Autora

6.1.2 Costo por mano de obra

Tabla 35. Valor por mano de obra

Trabajador	Salario/hora	Hora hombre(h)	Valor total (\$)
Técnico mecánico	0,5	96	282,24
Ayudante mecánico	0,5	96	177,00
Ing. Eléctrico	0,5	12	80,00
Total			539,24

Fuente: Autora

6.1.3 Costo por máquinas-herramientas y equipos utilizados.

Tabla 36. Valor por máquinas -herramientas

Máquina-herramienta	Horas trabajo(h)	Valor/hora (\$)	Valor total(\$)
Amoladora	3,20	10,00	32,00
Corte	11,18	1,45	16,21
Corte especial	0,90	2,25	2,03
Esmerilado	1,50	1,80	2,70
Fresadora	2,00	50,00	100,00

Tabla 36 (continuación)

Máquina-herramienta	Horas trabajo(h)	Valor/hora (\$)	Valor total(\$)
Herramienta manual	5% MANO DE OBRA		26,96
Machuelado	1,05	0,50	0,53
Otros equipos	2,70	20,00	54,00
Soldar	6,30	25,00	157,50
Taladrado	4,75	2,00	9,50
Torno	19,80	25,00	495,00
Total			896,42

Fuente: Autora

6.1.4 Costo por transporte

Tabla 37. Valor por transporte

Transporte	Costo/flete(\$)	Cantidad	Valor(\$)
Material mecanizado	35	1	35
Material estructura	50	1	50
Total			85

Fuente: Autora

6.1.5 Total costos directo

Tabla 38. Valor total por gastos directos

Gasto por	Valor(\$)
Materiales	1179,75
Mano de obra	539,24
Máquina -herramienta	896,42
Transporte	85,00
Total	2700,41

Fuente: Autora

6.2 Costos indirectos

Dentro de estos costos se toma en cuenta el 5% total de los utensilios utilizados como costos de herramientas utilizadas, del 10 al 15% de los costos directos como costos de ingeniería además de un valor por imprevistos.

Tabla 39. Valor total por gastos indirectos

Detalle	Cantidad	Valor(\$)
Ingenieriles	10%	200,04
Imprevistos	5%	135,02
Utilidad	0	0,00
Otros	1%	10,00
Total		345,06

Fuente: Autora

6.3 Costos totales

El costo total que deriva de la construcción equivale al sumar el total de los costos directos y el valor de los costos indirectos, sumados estos valores asciende al valor de 3045,47 usd. (Tres mil cuarenta y cinco dólares con cuarenta y siete centavos).

6.3.1 Análisis de costos por operación y mantenimiento. Para tomar decisiones basadas en el diseño realizado para bobinar la rafia de polipropileno proponemos hallar un valor próximo en cuanto se refiere a los costos por operación y mantenimiento, cabe indicar, que para obtener un verdadero análisis se tendrá que basar en los datos estadísticos que se irán tomando en un rango de tiempo considerable en su funcionamiento.

Considerando un periodo de trabajo de 16 horas de trabajo al día, con un aproximado de 28 días laborables en un mes. Los datos del consumo eléctrico se toman de los catálogos de donde tenemos la tabla 42.

En nuestro país el costo de energía eléctrica asciende a un valor de 8,58 cUSD/kwh, tomando en cuenta que la empresa está en una zona residencial. (CONELEC, 2014).

Tabla 40. Consumo eléctrico

Elemento	Watts	Horas/trabajo	Rendimiento 100% carga	Consumo al mes(kw)	Valor kwh/l mes(\$)
Motor 2HP	1500	448	0,79	672	57,6576
Elementos eléctricos	15	448	0,98	6,72	0,5765
Total					58,2341

Fuente: Autora

Es necesario en este análisis estimar el valor de la producción que se adquiere en la operación de la máquina bobinadora.

Tabla 41. Valor producción mensual

Producción kg/h	Horas	Prod. Mes (kg)	Valor/kg(\$)	Valor total(\$)
30	448	13440	0,17	2284,80

Fuente: Hiplas

Otro dato que se debe valorar es el salario que percibe el operario, así como materiales propios para efectuar mantenimiento por ejemplo grasa, aceite, paños y guaipe que se detallan a continuación:

Tabla 42. Costo de operación y mantenimiento de la máquina

Detalle	Valor(\$)
Consumo eléctrico	58,23
2 operarios	708,00
Consumo de material	2284,80
Lubricación	10,00
Material limpieza	5,00
Total	3066,0341

Fuente: Autora

La tarifa total por operación y mantenimiento mensual es de 3066,031usd.

6.3.2 Otros costos

a) Salvamento de la máquina

La cuota de salvamento es aquel valor del activo que no depreciamos, de modo que al terminar la vida útil de la máquina o equipo, nos queda ese valor sin depreciar. (Gerencie.com,2010).

Por efectos de cálculo de la rentabilidad, se hace ineludible la estimación de este valor de salvamento de la máquina bobinadora de rafia al final que haya terminado su vida útil. Se aprecia que el valor de salvamento del 10% del costo de inversión en función de que los elementos constitutivos de la máquina, en especial los componentes electrónicos, de donde se tiene:

Inversión inicial: $P = 3045,47$ usd

Salvamento de la máquina:

$$S = 10\% * P \quad (136)$$

$$S = 0,10 * 3045,47 \text{ usd}$$

$$S = 304,54 \text{ usd}$$

b) Depreciación de la máquina

La depreciación es el mecanismo mediante el cual se reconoce el desgaste que sufre un bien por el uso que se haga de él. Cuando un activo es utilizado para generar ingresos, este sufre un desgaste normal durante su vida útil que al final lo lleva a ser inutilizable (Gerencie.com, 2010).

La vida contable de un activo fijo depreciable comienza desde la fecha en que empieza desde la fecha en que la empresa lo compra y lo empieza a explotar económicamente hasta la fecha en que se cumple su depreciación total.

El método de depreciación de línea recta es el método más utilizado y con este se propone que los activos se usan con casi la misma intensidad año tras año, a lo largo de su vida útil, por lo tanto, la depreciación periódica debe ser del mismo monto.

Aplicando este método a la máquina para el bobinado se tiene una depreciación anual de:

Inversión inicial: $P = 3045,47$ usd

Salvamento: $S = 304,547$ usd

Vida útil: $N = 8$ años

Depreciación anual:

$$D_a = \frac{P-S}{N} \quad (137)$$

$$D_a = \frac{3045,47 - 304,547}{8} = 342,62 \text{ usd}$$

La depreciación anual acumulada y el valor de la máquina bobinadora al final de cada uno de los años de vida útil, se consideran a continuación:

Tabla 43. Depreciación anual de la máquina de bobinado

Años	Depreciación anual	Depreciación acumulada	Valor total(\$)
0	0	0	3045,47
1	342,62	342,62	2702,85
2	342,62	685,24	2360,23
3	342,62	1027,86	2017,61
4	342,62	1370,48	1674,99
5	342,62	1713,10	1332,37
6	342,62	2055,72	989,75
7	342,62	2398,34	647,13
8	342,62	2740,96	304,51

Fuente: Autora

c) Análisis del punto de equilibrio

El punto de equilibrio es una herramienta clave financiera, utilizada para saber en qué momento la empresa ni gana ni pierde dinero (su beneficio es cero). Es decir, conocer

el punto de equilibrio le ayudara a saber en cuanto tiempo se recuperara la inversión inicial para luego tener ganancia. (Gerencie.com, 2010)

Entonces el punto de equilibrio se presenta cuando los ingresos cubren los valores fijos y variables generados por el bobinado. Los datos de los costos se aprecian a continuación:

Tabla 44. Costos fijos y variables de operación

Concepto	Valor fijo(\$)	Valor variable(\$)
Consumo eléctrico	0	58,23
Operarios	708,00	--
Materia prima	0	2284,80
Materiales limpieza	5,00	0
Depreciación	342,62	0
Total	1055,62	2343,03

Fuente: Autora

Inversión inicial: $P = 3045,47$ usd

Producción mensual: $P_m = 2284,8$ usd

Producción anual: $P_a = P_m * 12 = 2284,8 * 12 = 27\ 417,6$ usd

Aplicando la fórmula para el punto de equilibrio y reemplazando los valores correspondientes, se tiene el punto de equilibrio:

$$PE = \frac{\text{Valor fijo}}{1 - \frac{\text{valor variable}}{\text{producción anual}}} \quad (138)$$

$$PE = \frac{1055,62}{1 - \frac{2343,03}{27417,60}}$$

$$PE = 1\ 154,26 \text{ usd}$$

Como el ingreso se calculó en función de 17 centavos de dólar por kilogramo de rafia procesado, el número de bobinas que deben producir para llegar al punto de equilibrio es de:

$$n_{\text{bobinas}} = \frac{PE}{0,17 \text{ usd}} \quad (139)$$

$$n_{\text{bobinas}} = \frac{1\ 154,26 \text{ usd}}{0,17 \text{ usd}}$$

$$n_{\text{bobinas}} = 6\ 789,7 \approx 6\ 790 \text{ bobinas}$$

Con una producción de 1 bobina por 45 minutos, se requiere de 318 días de trabajo con una jornada de 28 días mensuales con 16 horas diarias de labor, es decir que para alcanzar el punto de equilibrio de la máquina bobinadora de rafia de precisión se necesita elaborar 6 790 bobinas, en un tiempo de once meses y diez días, a partir de este periodo empieza el beneficio total para la empresa.

CAPITULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

Los parámetros necesarios para el desarrollo de la máquina implicaron el uso de la Norma NTE INEN-ISO 2307, requerida para la determinación de la fuerza de rotura de la cinta de rafia, dato ensayado y esencial para el desarrollo del proyecto.

Se definió que la máquina bobinadora con rodillo y eje expandible sea la opción a desarrollarse ante otro tipo de máquinas semejantes por la capacidad volumétrica de material que puede bobinar y el peso por bobina que puede brindar.

En la selección y diseño de los elementos mecánicos que conforman la máquina bobinadora se consideró la capacidad de producción, dimensiones de las bobinas existentes, capacidad de carga, el nivel de control con que se maneja y lugar que ocupa dentro de la línea de producción.

Se diseñó y construyó satisfactoriamente la máquina bobinadora de precisión para rafia de polipropileno, logrando aumentar la productividad de carga en un 25% con lo que se reduce significativamente los empalmes de rafia que se producían al seguir a otros procesos.

Por medio de las pruebas de funcionamiento se concluye que la máquina cumple con el rango de capacidad de carga para la que fue diseñada. Las pruebas se realizaron con diferente ancho de rafia observando que el peso de cada bobina varía según el ancho de cinta con el que se está trabajando llegando a una capacidad de carga óptimo.

7.2 Recomendaciones

A futuro se pueden construir más máquinas bobinadoras formando una serie de bobinas en paralelo con lo cual se lograría uniformidad del proceso de bobinado aumentando la productividad de la empresa.

Se puede rediseñar la máquina bobinadora con un sistema de control automático de la

velocidad que es el factor para el éxito de expulsión de la bobina.

Los procesos de bobinado se podrían normalizar para asegurar estándares de calidad certificados.

Realizar el mantenimiento preventivo como se detalla en el manual de mantenimiento y operación, con la correcta ejecución de la lista de tareas y el respectivo apunte en la bitácora del historial de averías.

BIBLIOGRAFÍA

@CuriosoandoWeb. 2013. @CuriosoandoWeb. [En línea] 16 de Septiembre de 2013. [Citado el: 12 de Julio de 2015.] <https://curiosoando.com/que-es-un-potenciometro>.

COMERCIO, EL. 2004. EL COMERCIO. [En línea] JUNIO de 2004. [Citado el: MARTES de MARZO de 2015.] <http://edicionimpresa.elcomercio.com/es/21100000e36bee1a-9f07-4122-aff8-8ad26418ed99>.

CONELC. 2014. [En línea] 14 de mayo de 2014. [Citado el: 20 de agosto de 2015.] <https://www.google.com.ec>. UTF-8.

DIN 13/. 2013. [En línea] 10 de NOVIEMBRE de 2013. [Citado el: 24 de AGOSTO de 2015.] <http://echebarriasuministros.com/images/catalogo/13-tornilleria-y-remaches>. UTF-8.

DONATO, Agostinelli Capaldo. 2008. *Diseño De Una Máquina Bobinadora De Hilos De Fibra De Vidrio*. Sartenejas : s.n., Septiembre de 2008. Presentado ante la Ilustre Universidad Simón Bolívar.

FAIRES, V.M. 1995. *Diseño de Elementos de Máquinas*. BARCELONA : MONTANER Y SIMON, S.A., 1995.

FREIRE, D., HURTADO, A. 2011. *Diseño Y Construcción De Un Sistema Mecánico Para Embobinar Fibras De Pet Reciclado Producidas Por El Laboratorio De Macanica De Materiales*. 2011. s.l. : Sangolquí, 2011.

Gerencie.com. 2010. [En línea] 13 de junio de 2010. [Citado el: 20 de agosto de 2015.] <http://www.gerencie.com/finalidad-de-la-cuota-de-salvamento-en-la-depreciacion-de-activos.html>. UTF-8.

HAMROCK, B., JACOBSON, B., SCHMID, S. 1999. *Elementos de Máquinas*. México : McGrawHill, 1999.

HILOS TÉCNICOS S.M., S.L. 2013. Hilos Técnicos S.M., S.L. [En línea] 2013. [Citado el: 28 de Mayo de 2015.] www.hilostecnicos.com.

INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN. 2010. *Cuerdas de fibra. Dterminación de cierta propiedades físicas y mecánicas (ISO 2307:2010, IDT). Cuerdas de fibra. Dterminación de cierta propiedades físicas y mecánicas*. Quito : INEN 2014, 2010. Vol. Primera.

MORA, Christian. 2009. [En línea] 02 de abril de 2009. [Citado el: 20 de agosto de 2015.]

MOTT, L. Robert. 2006. *Diseño de Elemento de Máquinas*. México : PEARSON, 2006.

NORTON, Robert L. 1999. *Diseño de Máquinas*. México : Perntice Hall (Pearson), 1999.

NTE INEN 205. 1977. Public.Resource.Org,Inc. [En línea] 01 de 12 de 1977. [Citado el: 28 de Mayo de 2015.] <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.0205.1977.pdf>.

OGATA. 1995. *Ingeniería de Control Moderna*. México : Pearson, 1995.

SANTIAGO. Materia prima para el plástico. [En línea] [Citado el: 28 de Mayo de 2015.] www.efsplasticos.cl/webmail.

SHIGLEY, Joshep E. 1985. *Diseño de Elementos de Máquinas*. México : McGrawHill, 1985. octava edición.

slideshare. 2012. slideshare. [En línea] 05 de Octubre de 2012. [Citado el: 12 de Julio de 2015.] <http://es.slideshare.net/Antonio8610/capacidad-de-produccion-14606747>.

VANEGAS, U. Libardo. 2011. *Algunos Conceptos de Resistencia de Materiales*. Pereira : Copyright © 2015, 2011.

VILLAJULCA, Carlos. 2012. InstrumentacionyControl.NET. [En línea] 26 de Agosto de 2012. [Citado el: 12 de Julio de 2015.] <http://www.instrumentacionycontrol.net/cursos-libres/automatizacion/curso-de-plcs-avanzado/item/651-comenzando-desde-la-nada-el-tablero-electrico.html>.

WordPress. 2008-2015. Definicion.de. [En línea] 2008-2015. [Citado el: 28 de Mayo de 2015.] <http://definicion.de/bobina/>.