

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO CONCURRENTES Y FABRICACIÓN DE UNA MESA AUTOMÁTICA PARA CONTAR, CORTAR Y REBOBINAR ROLLOS DE ETIQUETAS Y PAPEL

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs. Ruiz R., Alvaro J.
Toro D., Gonzalo L.
Para optar al Título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2005

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO CONCURRENTES Y FABRICACIÓN DE UNA MESA AUTOMÁTICA PARA CONTAR, CORTAR Y REBOBINAR ROLLOS DE ETIQUETAS Y PAPEL

TUTOR ACADÉMICO: Prof. JOSÉ GREGORIO LA RIVA

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs. Ruiz R., Alvaro J.
Toro D., Gonzalo L.
Para optar al Título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2005

Caracas, 17 de noviembre de 2.005

A C T A

Los abajo firmantes, Miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres: *Álvaro Javier Ruiz Rivero y Gonzalo Luis Toro Díaz de León*, titulado:

“DISEÑO CONCURRENTE Y FABRICACIÓN DE UNA MESA AUTOMÁTICA PARA CONTAR, CORTAR Y REBOBINAR ROLLOS DE ETIQUETAS Y PAPEL”.

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.



Prof. Víctor Othman Falcón

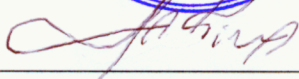
Jurado





Prof. Gustavo Delfino

Jurado



Prof. José Gregorio La Riva

Tutor

DEDICATORIA

*Deseo especialmente dedicarle éste trabajo de grado a **DIOS** que me permite día a día levantarme y seguir adelante.*

*A mis padres, **Martha y Alvaro**, quienes con constancia y esfuerzo me formaron y me enseñaron todo lo que soy, sin ustedes no podría haber llegado hasta aquí.*

*A mis hermanos, **Taty, Alvarito, Gaby y Vanessita**, que han sido gran motivación para ser mucho más en la vida, aunque no estén tan cerca como desearía siempre los llevo en mi mente y corazón.*

*A mi la familia **Valderrama-Ruiz**, mi hermanita bella **Taty** y mi cuñado **Donato** por darme su apoyo incondicional y en especial a mis sobrinitos **Marcos y Lucas** (los puppies).*

*A toda mi familia en especial a los que están cerca de mí, mi **Tiíta “la Gordita”**, la **Negrita** y los suyos, mi primo **Edgar “Gordo”** aunque estés lejos, y todos los demás que de una u otra manera están a mi lado y me han dado todo su apoyo a lo largo de toda la carrera.*

*A la familia **Pérez** en especial a **Yumi, David, Mahuampy** y al pequeño **Danielito**, quienes desde hace tiempo han estado forman parte mi familia.*

A todos mis amigos de siempre.

Alvaro

Dedicatoria:

A toda mi familia: mamá, papá, hermano, tíos y tías, primos y primas, todos.

A mi novia, a su mamá, su hermano y su familia.

A mis amigos de toda la vida y los más recientes, tanto de la universidad como de la casa.

A mi mismo.

Gonzalo

AGRADECIMIENTOS

*A mi **DIOS** que sin Él no podría hacer nada en lo absoluto, mis abuelos y en especial a los **Ángeles** que siempre me cuidan y me protegen (Junior sabes que siempre serás mi hermano).*

*A la **Universidad Central de Venezuela**, lugar que permitió convertirme en el profesional que soy.*

*A nuestro Tutor y amigo **José Gregorio La Riva** que nos apoyó y nos guió durante la realización de nuestro proyecto, espero que la amistad creada no se pierda y siga creciendo.*

*A toda **mi familia**, mis padres, mis hermanos, tíos, primos, que siempre estuvieron, apoyaron y confiaron en mí, los quiero mucho y siempre les estaré muy agradecidos.*

*A todo **CODIBAR SERVICIOS** mi segundo escuela, y las personas que ahí trabajan: Mi Padre, Mi Tiita, Yumi, Ruth, Yoly, Jaime el Sr. Luis, Carlitos , Johny, Jeferson, Yubisay, Anita, Richard, Alis, Elizabeth, y todos los demás que de una u otra forma me ayudaron, alentaron y aconsejaron en seguir adelante y nunca darme por vencido.*

*A la **Escuela Técnica Popular Don Bosco**, en especial al hermano **Joseph Mochatti** y **Miguel Rivero**, en verdad sin ustedes no hubiera podido hacer esto; igualmente a todas las personas y nuevos amigos con quienes compartí todo este tiempo: Jean Carlos, Máximo, Tony, Hernán, Johny, al Sr. Francisco, Wilson y todos los demás que nos ayudaron.*

*A **Quality Metal** y todo su personal que nos ayudaron incondicionalmente en especial a **Sosa y Edwin**.*

*A **INCONTROLE** en especial al profesor **La Riva y Aissa** que nos prestaron la ayuda técnica cuando más la necesitábamos.*

*A **IUT** en especial a **Andrés García** que nos enseñó lo importante de demostrar calidad de trabajo.*

*Al personal de **INTRA y Somerinca***

A todos los profesores que nos apoyaron y guiaron con sus conocimientos y experiencia.

*En especial a mis amigos que vivieron toda mi experiencia del desarrollo de este trabajo: **Dewel** (mi segundo hermano), **Hernan, Christian, Marianna, Yaritza, Vicente, Tamanaco, Angie, Erika, Oswaldito, Fernando** y todos los demás que se me haya olvidado mencionar que estuvieron a mi lado con apoyo incondicional.*

Alvaro

Agradecimientos:

A la Universidad Central de Venezuela.

Al Tutor el Prof. José Gregorio La Riva

A mi familia: mamá, papá y mi hermano.

A mi novia patricia y su familia.

A mis amigos tanto de la casa como de la universidad.

A los demás profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica

A Codibar Servicios y todo el personal que allí labora.

A la Escuela Técnica popular Don Bosco, especialmente al hermano Mochatti, a la sra. Alida, a Miguel, al Sr. Francisco, Máximo, Jeancarlos, Tony, Wilson, y a todos los que allí laboran.

A Quality Metal, especialmente a Sosa y Wilmer.

Al Instituto Universitario Tecnológico (IUT)

A Incontrol, especialmente a Aissa

A Intra.

A Somerınca.

A Varimotor.

A Ferrum.

A Fundición Aluminio Gomez.

Gonzalo

Ruiz R., Alvaro J. y Toro D., Gonzalo L.

**DISEÑO CONCURRENTE Y FABRICACIÓN DE UNA MESA
AUTOMÁTICA PARA CONTAR, CORTAR Y REBOBINAR
ROLLOS DE ETIQUETAS Y PAPEL**

**Tutor Académico: Profesor José Gregorio La Riva. Tesis. Caracas. U.C.V.
Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2005. 260 pág.**

Palabras clave: diseño concurrente, rebobinado, automático, fabricación.

Se diseña y se construye una mesa automática para contar, cortar y rebobinar rollos de etiquetas y papel sustituyendo un proceso manual por uno totalmente automatizado que permite mejoras en la calidad y productividad de la empresa CODIBAR SERVICIOS C.A. La selección del diseño preliminar se basa en el método de matrices morfológicas, tomando en cuenta la funcionabilidad, operabilidad y la ergonomía. La etapa de desarrollo comprende un proceso de simulación numérica del comportamiento cinemático-dinámico mediante herramientas informáticas. Se realiza un modelo tridimensional de cada uno de los componentes que integran la rebobinadora de papel y etiquetas a través del software para diseño mecánico (CAD) SolidWorks-2004. Se realizan los cálculos pertinentes de cada uno de los componentes del mismo y la evaluación de resistencia de materiales se basan en análisis por elementos finitos con la herramienta computacional VisualNastran-4D-2002. En la construcción se utiliza principalmente aceros AISI 1020 y AISI 1045 y aluminio 6061T6, se realizan diversos procesos de manufactura entre ellos, torno, fresadora y fundición (aluminio). La automatización del proceso se logra con equipos de alta tecnología, el elemento principal es un controlador lógico programable (PLC) con interfaz gráfica con panel de control incorporado, además cuenta con un sistema de accionamiento neumático que facilita la utilización de la mesa de rebobinado de etiquetas y papel.



INDICE

DEDICATORIA..... I

AGRADECIMIENTOS..... III

INDICE VII

ÍNDICE DE FIGURAS..... XIII

ÍNDICE DE TABLAS..... XVII

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOSXVIII

INTRODUCCIÓN 1

CAPÍTULO I..... 3

***EL PROBLEMA* 3**

1.1.- Antecedentes. 3

1.2 Planteamiento Del Problema 5

1.3 Objetivos..... 6

1.3.1 Objetivo General..... 6

1.3.2 Objetivos Específicos. 6

1.4 Alcances 7

CAPÍTULO II 9

***MARCO TEÓRICO* 9**

2.1 Ingeniería concurrente 9

2.1.1 Antecedentes..... 9

2.1.2 Definiciones de la ingeniería concurrente 10

2.1.3 Objetivos de la ingeniería concurrente 11

2.1.4 La producción en el proceso de diseño 12

2.2 La Empresa 14

2.2.1 Misión..... 14

2.2.2 Visión..... 14

2.2.3 Objetivos de la empresa 14

2.2.4 Organigrama..... 15

2.2.5 Descripción del proceso de producción de etiquetas. 16



2.3 Metodología del Diseño.	16
2.3.1 <i>Formulación del problema.</i>	17
2.3.2 <i>Descripción y Análisis del Problema.</i>	17
2.3.3 <i>Tormenta de ideas o Brainstorming.</i>	18
2.3.4 <i>Análisis Morfológico.</i>	19
2.3.5 <i>Especificación de una solución</i>	19
2.4 Sistema de Control.	20
2.4.1 <i>Principio de un sistema automático</i>	20
2.4.1.1 <i>Fases de estudio en la elaboración de un automatismo</i>	20
2.4.1.2 <i>Opciones tecnológicas.</i>	23
2.5 Principios Fundamentales De Automatización.	23
2.5.1 <i>Estructura de un automatismo.</i>	24
2.5.2 <i>Dispositivos Empleados en Controles y Automatismos.</i>	25
2.5.2.1 <i>Aparatos de Maniobra.</i>	26
2.5.2.2 <i>Aparatos de Protección</i>	27
2.5.3 <i>Relés y Contactores.</i>	28
2.5.4 <i>Componentes del Circuito Principal o de Potencia.</i>	28
2.5.5 <i>Componentes del Circuito de control.</i>	31
2.5.6 <i>Salida a Motor.</i>	33
2.5.6.1 <i>Asociación de Aparatos.</i>	33
2.5.6.2 <i>Coordinación de Protecciones</i>	33
2.6 Componentes involucrados en el sistema.	34
2.6.1 <i>Autómatas Programables</i>	34
2.6.1.1 <i>Definición</i>	34
2.6.1.2 <i>Campos de aplicación</i>	35
2.6.1.4 <i>Ventajas e inconvenientes del PLC.</i>	36
2.6.2 <i>Neumática.</i>	38
2.6.2.1 <i>Ventajas y desventajas del aire comprimido.</i>	38
2.6.2.2 <i>Estructura de los sistemas neumáticos.</i>	39
2.6.3 <i>Variador de frecuencia o de velocidad.</i>	41
2.6.3.1 <i>Selección de un variador de velocidad.</i>	43
CAPÍTULO III.	45
MARCO METODOLÓGICO	45
3.1 Formulación del Problema	45



3.2 Análisis y Restricciones Del Problema.....	45
3.3 Tormenta De Ideas ó Brainstorming	46
3.3.1 <i>Propuestas para satisfacer las Funciones:</i>	<i>47</i>
3.3.2 <i>Propuestas de las configuraciones finales</i>	<i>51</i>
3.4 Análisis Morfológico del Rebobinador	53
3.4.1 <i>Criterios o parámetros de evaluación.....</i>	<i>54</i>
3.4.2 <i>Matriz Morfológica</i>	<i>56</i>
3.5 Descripción De La Solución	57
3.5.1 <i>Ventajas de la propuesta elegida.</i>	<i>59</i>
CAPÍTULO IV	60
CÁLCULOS	60
4.1 Descripción del proceso de rebobinado	60
4.1.1 <i>Etapas del rebobinado.....</i>	<i>60</i>
4.1.2 <i>Características de funcionamiento.....</i>	<i>61</i>
4.2 Desarrollo Cinemático.....	62
4.2.1 <i>Ecuaciones cinemáticas</i>	<i>62</i>
4.2.2 <i>Calculo Inercial.....</i>	<i>64</i>
4.2.3 <i>Cálculos para la simulación del proceso</i>	<i>68</i>
4.3 Desarrollo Dinámico.....	71
4.3.1 <i>Cálculos Dinámicos sin freno</i>	<i>71</i>
4.3.2 <i>Calculo Del Freno.....</i>	<i>74</i>
4.3.3 <i>Cálculos dinámicos con freno</i>	<i>77</i>
4.4 Simulación numérica (Hoja de Cálculo).....	80
4.4.1 <i>Zona 1: Valores Constantes y Variables</i>	<i>81</i>
4.4.2 <i>Zona 2: Cálculos Cinemáticos</i>	<i>82</i>
4.4.3 <i>Zona3: Cálculos Dinámicos.....</i>	<i>83</i>
4.4.4 <i>Zona 4: Cálculos del freno.....</i>	<i>83</i>
4.5 Desarrollo y análisis de la simulación	85
4.5.1 <i>Resultados Cinemáticos</i>	<i>86</i>
4.5.1.1 <i>Velocidad Angular del Eje 2 (ω_{21}).....</i>	<i>87</i>
4.5.1.2 <i>Aceleración Angular del Eje 2 (α_{21}).....</i>	<i>89</i>
4.5.1.3 <i>Inercia del Eje 2 (I_{zz}^{c2})</i>	<i>91</i>



4.5.1.4 Variables de Control (Velocidad Lineal del Papel)	92
4.5.2 Resultados Dinámicos	95
4.5.2.1 Freno de Cinta.....	95
4.5.2.2 Momento Torsor en el Eje 2 (M_{T2F}).....	98
4.5.2.3 Potencia en el Eje 3 (Pot_{3F}).....	103
4.6 Componentes Y Sistemas Que Conforman La Rebobinadora. .	104
4.7 Sistema de Rotación Bobina Maestra.	107
4.7.1 Sujetador de core	107
4.7.2 Cálculo del esfuerzo máximo y deflexiones en los sujetadores de core	109
4.7.3 Cálculo de las reacciones, distribución de momento flector, fuerza cortante y torque para el eje principal.	112
4.7.4 Cálculo del diámetro mínimo para el eje principal.....	119
4.7.5 Cálculo de la soldadura entre el disco pequeño superior y el eje principal. .	122
4.7.6 Cálculo y diseño del cuñero y la cuña.....	125
4.7.7 Selección de rodamientos.....	130
4.7.8 Sujetador del freno de cinta.	134
4.7.9 Esfuerzo máximo y deflexiones en las chavetas de los sujetadores de core.	136
4.7.10 Acople Eje-Sujetador de core.....	138
4.7.11 Esfuerzos de compresión y cortante Eje de la bobina maestra	141
4.7.12 Esfuerzos de compresión y cortante Bocina Eje Principal.....	146
4.8 Sistema De Rotación-Eje Acoplado Al Motor.....	147
4.8.1 Cálculo de las reacciones, distribución de momento flector, fuerza cortante y torque para el eje principal.	147
4.8.2 Cálculo del diámetro mínimo para el eje principal.....	152
4.8.3 Cálculo de la soldadura entre el disco pequeño superior y el eje principal. .	152
4.8.4 Cálculo y diseño del cuñero y la cuña.....	153
4.8.5 Selección de rodamientos.....	155
4.8.6 Mecanismo de transmisión de potencia	157
4.9 Estructura de soporte.....	168
4.9.1 Calculo de los esfuerzos y deflexiones de los soportes laterales.....	169
4.9.2. Cálculos de los esfuerzos y deflexiones de la chapa frontal y posterior.	171
4.10 Estructura Superior	173
4.10.1 Dimensiones	173
4.10.2 Cálculos de los esfuerzos y deflexiones Lámina 3mm.	174
4.10.3 Cálculos de los esfuerzos y deflexiones Lámina de acero inoxidable.	177



4.11 Sistema de Motor	179
4.11.1 Selección de la planta motriz	179
4.11.1.1 Requerimientos	179
4.11.1.2 Selección.....	180
4.11.1 Cálculos de la junta atornillada de fijación del motor.....	182
4.11.1.1 Análisis de resistencia del pasador. Caso estático.....	183
4.11.1.2 Análisis de resistencia del pasador. Caso dinámico.	187
4.11.1.3 Análisis del esfuerzo de corte	188
4.11.2 Cálculos de los esfuerzos y deflexiones chapa de sujeción del motor.....	189
CAPÍTULO V.....	192
CONSTRUCCIÓN.....	192
5.1 Selección de materiales.....	193
5.2 Sistemas de rotación	195
5.2.1 Sujetadores de core	195
5.2.2 Ejes.....	196
5.2.3 Bocinas soporte	197
5.2.4 Freno de cinta	198
5.2.5 Poleas.....	198
5.3 Estructura de soporte	199
5.4 Estructura Superior	200
5.5 Ensamblaje	201
5.6 Sistema neumático	208
5.7 Sistema de Control.....	210
CAPÍTULO VI.....	214
MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	214
6.1 Descripción general	214
6.1.1 Especificaciones básicas	214
6.2 Instalación	215
6.2.1 Dimensiones y peso	215
6.2.2 Montaje inicial y conexiones.....	215
6.3 Operación	216
6.3.1 Montaje de Sujetador de Core.....	216



6.3.2 Montaje de cuchillas.....	217
6.3.3 Montaje y calibración del sensor.....	218
6.3.3.1 Montaje.....	218
6.3.3.2 Calibración.....	219
6.3.4 Montaje de bobinas y cores.....	220
6.3.4.1 Eje debobinador.....	220
6.3.4.2 Eje rebobinador.....	220
6.3.5 Montaje unidad de mantenimiento neumático.....	221
6.3.6 Proceso de rebobinado.....	222
6.3.6.1 Proceso automático.....	222
6.3.6.2 Proceso manual.....	227
6.3.6.3 Proceso Opcional (rebobinado por longitud).....	228
6.4 Mantenimiento.....	228
6.4.1 Correa de transmisión de potencia.....	228
6.4.1.1 Procedimiento de ajuste de tensión de la correa.....	229
6.4.1.2 Procedimiento de cambio de la correa.....	230
6.4.2 Rodamientos.....	230
6.4.2.1 Cambio de rodamientos de los rodillos guías.....	231
6.4.2.2 Cambio de rodamientos de los ejes principales.....	232
6.4.1 Unidad de mantenimiento.....	235
6.4.3 Fugas de aire.....	235
6.4.3.1 Conexiones de las líneas de aire.....	235
6.4.3.2 Sellos tipo O-ring de junta eje-sujetador de core.....	236
6.4.3.3 Sellos tipo O-ring interno sujetador de core.....	236
6.4.3.4 Elemento elástico interno del sujetador (tripa).....	237
6.4.4 Cinta de freno.....	238
6.4.5 Motor eléctrico.....	238
CAPÍTULO VII.....	240
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	240
7.1 Conclusiones.....	240
7.2 Recomendaciones.....	241
BIBLIOGRAFÍA.....	243
ANEXOS.....	245



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Ingeniería concurrente.....	11
Figura 2.2 Proceso de diseño de ingeniería	13
Figura.2.4 Bucle o Lazo en un sistema automático.	20
Figura 2.5 Organigrama para el estudio y elaboración de un automatismo.....	21
Figura 2.6. etapas de un automatismo eléctrico.....	24
Figura 2.7 Componentes Empleados en Controles y Automatismos.....	26
Figura 2.8 estructura de un sistema neumático	40
Figura.2.9 esquema de conexiones del sistema	40
Figura 2.10 Corriente-Par versus Velocidad.....	42
Figura 2.11. Par versus Velocidad	43
Figura 3.1Propuestas de las Funciones.....	50
Figura 3.2 Propuestas Finales.....	52
Figura 3.3 Método de evaluación	54
Figura 4.1 Esquema cinemático	63
Figura 4.2 Densidad superficial bobina maestra.	65
Figura 4.3 Diagrama de Cuerpo Libre eje 2.	72
Figura 4.4 diagrama del freno de cinta	75
Figura 4.5 Diagrama de Cuerpo Libre eje 2 con freno	79
Figura 4.6 Zonas hoja de cálculo	81
Figura 4.7 Zona 1 Valores constantes y Variables.	82
Figura 4.8 Zona 2 Cálculos Cinemáticos.	83
Figura 4.9 Zona 3 Cálculos Dinámicos.	84
Figura 4.10 Zona 4 Cálculos del Freno.....	84
Figura 4.11 Resultados de velocidad y aceleración angular eje 2	87
Figura 4.12 Gráfico velocidad angular eje 2 (ω_{21}) vs. tiempo (t).....	88
Figura 4.13 Velocidad angular eje 2 máxima para cada caso	89
Figura 4.14 Gráfica general de la aceleración angular del eje 2 (α_{21}) vs. tiempo (t).....	90
Figura 4.15 Gráfica zona de aceleración de la aceleración angular del eje 2 (α_{21}).....	90
Figura 4.16 Gráfica zona de desarrollo de la aceleración angular del eje 2 (α_{21}).....	91
Figura 4.17 Comparación V_{e2} y V_{e3} en las tres etapas del rollo.....	93
Figura 4.18 Velocidad lineal en la periferia (V_e) vs. tiempo (t).....	94
Figura 4.19 Variables del freno.....	96



Figura 4.20 Presión máxima en el freno (P_a) vs. tiempo (t).....	97
Figura 4.21 Relación de desgaste (RD) vs. tiempo (t).....	98
Figura 4.22 Momento torsor eje 2 (M_{T2F}) vs. tiempo (t).....	99
Figura 4.23 Zona de aceleración Momento torsor eje 2.....	99
Figura 4.24 Momento torsor máximo en el eje 2 para los 3 casos.....	100
Figura 4.25 Momento torsor eje 3 vs. tiempo (t).....	101
Figura 4.26 Momento torsor máximo en el eje 3 para los 3 casos.....	102
Figura 4.27 Potencia en el eje 3 (P_{ot3F}) vs. tiempo (t).....	103
Figura 4.28 Potencia máxima en el eje 3 para los 3 casos.....	104
Figura 4.29 Esquema general de la mesa automática de rebobinado.....	105
Figura 4.30 Diseño sujetador de Core.....	107
Figura 4.31 Vista superior de los sujetadores de core.....	108
Figura 4.32. Esfuerzos obtenidos para el sujetador de core tres pulgadas, por medio de Visual Nastrand 4D.....	110
Figura 4.33 Desplazamientos obtenidos en sujetador de core 3", por medio de Visual Nastrand 4D.....	111
Figura 4.34 Corte del eje principal.....	112
Figura 4.35 Efecto de las fuerzas del freno sobre el eje.....	114
Figura 4.36 Diagrama de cuerpo libre Plano X-Z.....	115
Figura 4.37 Diagrama de cuerpo libre Plano Y-Z.....	116
Figura 4.38 Diagrama de fuerza cortante y momento flector plano X-Z.....	117
Figura 4.39. Diagrama de fuerza cortante y momento flector plano Y-Z.....	118
Figura 4.40 Diagrama de distribución del torque a lo largo del eje.....	118
Figura 4.41 Fuerzas que actúan en la cuña.....	127
Figura 4.42 Fuerzas que someten a la cinta de freno.....	135
Figura 4.43 Esfuerzos obtenidos para la chaveta de 0,75", por medio de Visual Nastrand 4D.....	137
Figura 4.44 Desplazamientos obtenidos en la chaveta de 0,75", por medio de Visual Nastrand 4D.....	137
Figura 4.45 Propiedades para diferentes tamaños de tornillos.....	139
Figura 4.46 Zona de estudio de esfuerzos eje 2.....	141
Figura 4.47 Área sometida a compresión en el eje 2.....	142
Figura 4.48 Área sometida a cortante en el eje 2.....	143
Figura 4.49 Estado de esfuerzo Biaxial en el eje 2.....	144
Figura 4.50 Área sometida a cortante bocina eje 2.....	146
Figura 4.51 Fuerzas que actúan sobre las poleas acanaladas.....	148
Figura 4.52 Diagrama de cuerpo libre Plano X-Z.....	149
Figura 4.53 Diagrama de distribución del torque a lo largo del eje.....	151



Figura 4.54 diagrama de fuerza cortante y momento flector	151
Figura 4.55 Factor de corrección de bandas por distancia entre centros (C_L).....	164
Figura 4.56 Factor de corrección de bandas por ángulo de contacto (C_θ).....	165
Fuente: Diseño de Elementos de Máquina, R. Mott, 2º Ed.....	165
Figura 4.57 Esfuerzos obtenidos el soporte lateral, por medio de Visual Nastrand 4D.....	170
Figura 4.58 Desplazamientos obtenidos en el soporte lateral, por medio de Visual Nastrand 4D. ...	171
Figura 4.59 Esfuerzos obtenidos chapa frontal, por medio de Visual Nastrand 4D.	172
Figura 4.60 Desplazamientos obtenidos la chapa frontal, por medio de Visual Nastrand 4D.....	173
Figura 4.61 Configuración agujeros láminas.....	174
Figura 4.62 Esfuerzos obtenidos lámina 3mm, por medio de Visual Nastrand 4D.	175
Figura 4.63 Desplazamientos obtenidos lámina 3mm, por medio de Visual Nastrand 4D.....	176
Figura 4.64 Esfuerzos obtenidos lámina acero inoxidable, por medio de Visual Nastrand 4D.	178
Figura 4.65 Desplazamientos obtenidos lámina acero inoxidable, por medio de Visual Nastrand 4D.	179
Figura 4.66 Especificaciones de motores trifásico de 6 polos marca Siemens.....	181
Figura 4.69 Ubicación de los pernos.....	185
Figura 4.70 Esfuerzos obtenidos chapa de sujeción del motor, por medio de Visual Nastrand 4D... 190	190
Figura 4.71 Desplazamientos obtenidos chapa de sujeción, por medio de Visual Nastrand 4D.....	191
Figura 5.1 Paso 1 de ensamblaje.....	202
Figura 5.2 Paso 2 Lámina base y estructuras en “C”	203
Figura 5.3 Paso 3 Bases de Componentes de funcionamiento	203
Figura 5.4 Paso 4 Lámina tope.....	204
Figura 5.6 Componentes sistema de rotación bobina maestra.....	205
Figura 5.7 Componentes del sistema de rotación acoplado al motor.....	205
Figura 5.8 Barras de conexión y collares de posición en sistemas de corte y control	206
Figura 5.9 Paso 5 Componentes de funcionamiento	207
Figura 5.10 Esquema de conexiones neumáticas.	208
Figura 5.11 Secuencia inicial del rebobinado.	212
Figura 5.12 Proceso de rebobinado.	213
Figura 6.1 Dimensiones generales	215
Figura 6.2 Ubicación tornillos de sujeción.	217
Figura 6.3 Partes cuchillas.....	218
Figura 6.4 Botón Tech-in.....	219
Figura 6.5 esquema de recorrido.....	221
Figura 6.6 Pantalla de bienvenida.....	223
Figura 6.7 Seleccionador en la posición automática.....	223



<i>Figura 6.8 Selección tipo de etiqueta.....</i>	<i>224</i>
<i>Figura 6.9 Cantidad de etiquetas.....</i>	<i>224</i>
<i>Figura 6.10 Cantidad de columnas de etiquetas.....</i>	<i>225</i>
<i>Figura 6.11 Longitud total de etiqueta</i>	<i>225</i>
<i>Figura 6.12 Arranque o parada del proceso</i>	<i>226</i>
<i>Figura 6.13 Desarrollo del conteo de etiquetas.....</i>	<i>226</i>
<i>Figura 6.14 Seleccionador en la posición manual.....</i>	<i>227</i>
<i>Figura 6.15 Deflexión máxima de la correa de transmisión.....</i>	<i>228</i>
<i>Figura 6.16 Tornillos de sujeción del moto, dirección tensión.....</i>	<i>229</i>
<i>Figura 6.17 Barras de conexión y collares de posición en sistemas de corte y control</i>	<i>231</i>
<i>Figura 6.18 Elementos acoplados al eje de la bobina maestra</i>	<i>232</i>
<i>Figura 6.19 Elementos acoplados al eje motriz.....</i>	<i>233</i>
<i>Figura 6.20 Tornillos de sujeción de lámina tope</i>	<i>234</i>
<i>Figura 6.21 Tornillos de sujeción bocinas soporte.....</i>	<i>234</i>
<i>Figura 6.22 Elemento elástico interno del sujetador (tripa)</i>	<i>238</i>



ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 3.1 Escala de evaluación</i>	53
<i>Tabla 3.2 Matriz Morfológica de funciones</i>	56
<i>Tabla 3.3 Matriz Morfológica de propuestas</i>	57
<i>Tabla 4.1 Datos suministrados por el proveedor de papel</i>	65
<i>Tabla 4.2 Condiciones iniciales para cálculo de la densidad superficial</i>	66
<i>Tabla 4.3 Materiales de fricción para frenos y embragues</i>	76
<i>Tabla 4.4 Condiciones iniciales para rebobinado en los 3 casos</i>	86
<i>Tabla 4.5 Valores de inercia eje bobina maestra</i>	92
<i>Tabla 4.6 Rango de Velocidad lineal en la periferia para los tres casos</i>	93
<i>Tabla 4.7 Parámetros finales del freno</i>	96
<i>Tabla 4.8 Cálculo de I_A</i>	102
<i>Tabla 4.9 Resultados análisis de esfuerzos, Visual Nastrand 4D</i>	111
<i>Tabla 4.10 Diámetros mínimos y diámetros adoptados para el eje principal.</i>	122
<i>Tabla 4.11.- Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal soldante</i>	123
<i>Tabla 4.12 Propiedades a torsión de las juntas soldadas</i>	124
<i>Tabla 4.13 - Tamaño de cuña contra tamaño del eje</i>	126
<i>Tabla 4.14 Tamaños básicos recomendados</i>	130
<i>Tabla 4.15 Factores para el cálculo de rodamientos rígidos de bola única</i>	131
<i>Tabla 4.16 Elongaciones obtenidas en los ensayos de tracción</i>	135
<i>Tabla 4.17 Resultados para el diámetro mínimo tornillos</i>	140
<i>Tabla 4.18 Diámetros mínimos y diámetros adoptados para el eje principal.</i>	152
<i>Tabla 4.19 Diámetro estándar de Bandas</i>	159
<i>Tabla 4.20 Factores de servicio</i>	161
<i>Tabla 4.21 Longitudes de bandas estándar y factor de corrección</i>	163
<i>Tabla 4.22 Resumen características del sistema de transmisión de potencia</i>	168
<i>Tabla 4.23 Valores reales para potencia y torque para diferentes motores</i>	181
<i>Tabla 6.1 Especificaciones de los rodamientos</i>	230
<i>Tabla 6.2 Tipos de tripas requeridas.</i>	237



ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

α_{21}	Aceleración angular del cuerpo dos con respecto a tierra
α_s	Aceleración angular del sistema
Δt	Intervalo de tiempo
Δx	Elongación freno de cinta.
ϕ	Diámetro
ϕ_{aceptado}	Diámetro aceptado
ϕ_{min}	Diámetro mínimo
φ	Ángulo de contacto entre el tambor y la cinta del freno.
η	Eficiencia del motor.
η_2	Factor contra la separación de la junta
η_1	Factor de carga
η_F	Factor de seguridad a la fatiga
η	Factor de seguridad., factor de seguridad contra la fluencia.
μ	Coefficiente de fricción
π	Numero pi.
θ_1	Ángulo de contacto para la polea impulsora
θ_2	ángulo de contacto para la polea impulsada
θ	Ángulo de giro
θ_{3i}	Ángulo de giro instantáneo en el eje tres
$\sum F_x$	Sumatoria de fuerzas en el plano 'x'.
$\sum M_x$	Sumatoria de momentos en el punto 'X'.
ρ_s	Densidad superficial de la bobina
σ	Esfuerzo.



σ_a	Componente alternante del esfuerzo del perno
$\sigma_{admisible}$	Esfuerzo de flexión admisible.
$\sigma_{compresión}$	Esfuerzo de flexión por compresión
σ_{II}	Esfuerzo principal
σ_I	Esfuerzo principal
σ_m	Esfuerzo medio que resiste el perno
σ_{max}	Esfuerzo máximo.
σ_{VM}	Tensión de Von Misses
τ	Esfuerzo de corte por Torsión, esfuerzo cortante producido en la sección transversal del pasador
$\tau_{admisible}$	Esfuerzo de corte admisible
$\tau_{torsión}$	Esfuerzo de corte por torsión
$\overline{\omega}_{21}$	Vector velocidad angular del cuerpo 2 con respecto a tierra
ω_{31}	Velocidad angular del cuerpo tres con respecto a tierra
ω_{2li-1}	Velocidad angular del cuerpo 2 con respecto a tierra en un instante de tiempo anterior
ω_m	Velocidad de rotación del eje del motor
a	Ancho de la banda de papel
A	Variable, área
$A_{compresión}$	Área sometida a compresión
A_{corte}	Área sometida al esfuerzo de corte.
A_e	Aceleración lineal en la periferia
A_F	Área de frenado
A_{corte}	Área de corte
A_{min}	Área mínima.



A_t	Área sometida al esfuerzo transversal
b	Ancho del tambor
B	Factor B para cálculo de bandas.
C	Capacidad dinámica de carga, la constante de la unión, distancia entre centros
$\overline{C2Q}$	Vector distancia entre los puntos C2 y Q
C_{CORR}	Distancia entre centros corregida
C_L	Factor de Corrección por distancia entre centros
C_o	Capacidad de carga estática
C_θ	Factor de Corrección por ángulo de contacto
D	Diámetro externo
d	Diámetro interno
D_1	Diámetro de la polea impulsora acoplada al motor
$D_{1\ ESTD}$	Diámetro de paso estándar de la polea impulsora
D_2	Diámetro de la polea impulsada acoplada al eje principal
$D_{2\ ESTD}$	Diámetro de la polea impulsada estándar
D_{2max}	Diámetro máximo de la polea impulsada acoplada al eje principal
D_{2min}	Diámetro mínimo de la polea impulsada acoplada al eje principal
D_{CT}	Diámetro de colocación de los tornillos en la base del sujetador de core
$D_{EXT\ ROD}$	Diámetro externo del rodamiento
$D_{EXT\ EJE\ B}$	Diámetro externo en el punto B
$D_{EXT\ EJE\ A}$	Diámetro externo en el punto A
d_{min}	Diámetro mínimo
D_T	Diámetro del tambor
e	Factor e, espesor real del papel
E	Módulo de elasticidad
e_α	Espesor de espira angular



f	Factor de corrección
F	Fuerza de corte, fuerza de compresión
F.S.	Factor de Servicio
F_A	Fuerza axial, Fuerza en el perno A
F_B	Fuerza en el perno B
F_i	Precarga necesaria para el apriete
F_R	Fuerza radial
F_T	Fuerza ejercida por la tensión de papel
F_{TF}	Fuerza de tensión ejercida por el freno
g	Gravedad
G_T	Gramaje total de la bobina de papel
H	Altura de cuña, altura
h	Altura del cordón de soldadura
H_{\min}	Altura mínima del cordón de soldadura
I	Inercia
I_A	Constante de aceleración inercial
$I_{\text{CilindroHueco}}$	Inercia de un cilindro hueco
I_e	Inercia efectiva
I_k	Inercia de los elementos adicionales en el eje dos
I_{ZZ}^{C2}	Inercia de la bobina con respecto al punto C2
$I_{ZZ}^{C2'}$	Momento de inercia corregido
J	Segundo momento polar de área
J_u	Segundo momento polar de área unitario
K	Factor 'K' para rodamientos
\hat{k}	Vector unitario de dirección.
K_a	Factor de superficie
K_b	Factor de tamaño, constante de rigidez efectiva del perno.
K_c	Factor de carga



K_e	Factor de efectos diversos.
K_f	Factor de concentrador de esfuerzos
K_m	Constante elástica o de rigidez de los elementos de unión
L	Longitud de cuña
l	Longitud total de la bobina maestra
L_{10}	Vida en revoluciones
L_{ESTD}	Longitud de banda estándar
M	Momento de flexión de la sección.
m_2	Masa de la bobina maestra
\overline{M}^{C_2}	Momentos en el punto C_2
$M_{T\ real}$	Torque real disponible en el eje del motor (considerando las pérdidas).
$M_{T\ ideal}$	Momento torsor sin considerar pérdidas (consideración ideal)
$M_{T2\ FMAX}$	Momento torsor del eje dos con freno máximo
$M_{T3\ FMAX}$	Momento torsor del eje tres con freno máximo
m_{SC}	Masa del sujetador de core
M_{T2}	Momento torsor en el eje dos o eje rebobinador.
M_{T3}'	Momento torsor corregido en el eje 3
M_{T2}	Momento torsor del eje dos o torque de la bobina maestra
M_{T3}	Momento torsor del eje tres o torque del eje rebobinador
$M_{T\ real}$	Momento torsor real
M_{T3F}	Momento torsor del eje tres con freno
m_{TF}	Tambor del freno
M_{TI}	Momento torsor inercial.
n	Velocidad de rotación del componente
$n_{m\ CORR}$	Velocidad de giro del motor corregida



n_s	Velocidad de rotación del sistema.
P	Carga equivalente, carga de la tensión externa
\hat{p}	Vector unitario de dirección.
Pot_3	Potencia del cuerpo tres
Pot_3'	Potencia del cuerpo tres durante la aceleración
P_1	Fuerza de tensión en un extremo de la cinta
P_2	Fuerza de tensión en un extremo de la cinta
P_a	Presión máxima en la superficie de contacto con el freno
Pot_F	Potencia de frenado
Pot_{3F}	Potencia del cuerpo tres con freno
Pot_{DIS}	Potencia de diseño
Pot_{real}	Potencia real
Pot_{xbanda}	Potencia transmitida por banda
$Pot_{xBANDA CORR}$	Potencia por banda corregida
P_{RX}	Proyección de la fuerza 'R' en la dirección del eje 'x'.
P_x	Fuerza 'x'.
\hat{q}	Vector unitario de dirección.
r	La distancia existente entre el centroide del grupo de juntas
R_2	Radio del cuerpo dos, radio externo de la bobina maestra.
$R2$	Radio externo de la bobina maestra
R_3	Radio del cuerpo tres.
R_{3i-1}	Radio anterior de tres en un momento anterior de tiempo
R_{3i}	Radio tres instantáneo
RD	Relación de desgaste
$Ro2$	Radio interno de la bobina maestra
R_{RX}	Reacción en el punto 'R' sobre el plano 'x'.
RT	Relación de transmisión
RT_{CORR}	Relación de transmisión corregida



R_x	Reacción en el punto 'x'.
S	Superficie de la cara superior de la bobina.
S_a	Resistencia alternante
S_e	Límite de la fatiga
S_p	Resistencia límite de la fatiga
S_{ut}	Resistencia última a la tracción.
S_y	Resistencia última a la fluencia.
T	Torque.
T_F	Momento de frenado
t_i	Instante de tiempo
t_{i-1}	Instante de tiempo anterior
V	Factor de calculo rodamiento, fuerza cortante
\bar{V}_1^{P3}	Vector de velocidad del punto P del cuerpo 3 con respecto a tierra
\bar{V}_1^{Q2}	Vector de velocidad del punto Q del cuerpo 2 con respecto a tierra
V_B	Velocidad de banda
V_c	Fuerza de corte
V_e	Velocidad lineal en la periferia
V_{e2}	Velocidad lineal en la periferia de la bobina maestra
V_{e3}	Velocidad lineal en la periferia de la bobina a generar
W	Espesor de cuña
X	Factor de calculo rodamiento
Y	Factor de calculo rodamiento
Y_A	Posición del perno
Y_B	Posición del perno
Y_{max}	Valor de deflexión máximo.
Z	Coefficiente de sección.
Z_p	Coefficiente de sección polar.



INTRODUCCIÓN

El proceso de rebobinado de rollos de etiquetas y papel consiste básicamente, para nuestro caso específico, en pasar papel y etiquetas de una bobina maestra de grandes dimensiones en longitud (1000 metros aproximadamente), con base núcleo o “core” de tres pulgadas de diámetro a rollos de menor diámetro de core y una cantidad específica de etiquetas y/o longitud según sea el caso. En la empresa CODIBAR SERVICIOS C.A. se viene realizando este proceso de forma manual, lo que trae como consecuencia disminución de la calidad en sus productos, restricciones de número de etiquetas mínimas en los pedidos, altas exigencias para los operarios, así como otros problemas que la empresa busca solventar. El objetivo general es diseñar y construir una mesa automática para contar, cortar y rebobinar rollos de etiquetas y papel que permita a la compañía automatizar el proceso, lo que conllevaría a numerosos beneficios como el mejoramiento de la calidad y presentación del rollo final, posibilidad de ingresar en nuevos mercados, participación en proyectos de mayor envergadura, diversificación de sus productos y reducción de costos y aumento de la producción entre otros. Según la directiva de la empresa, esta solución no se había implementado con anterioridad debido a los altos costos que implica la importación directa del equipo que solventa el problema, por lo que se busca la alternativa de diseñar y construir una máquina que realice estas funciones y que sea factible la construcción en el país a través de éste proyecto.

Para lograr un diseño óptimo, es necesario apoyarse en bibliografías y herramientas informáticas de diversas categorías que nos permitan realizar un análisis profundo de las distintas características, necesidades y solicitudes que se encontrarán durante el desarrollo del proyecto. En esta oportunidad se realiza una simulación numérica del comportamiento cinemático y dinámico del proceso, con la ayuda de un programa de computadoras tipo hoja de cálculo, de igual manera se diseñan y modelan en tres dimensiones cada una de las partes y componentes a través de un programa de computadoras para la asistencia en el diseño mecánico, también



conocido como programa tipo CAD, que nos permite identificar problemas, restricciones, interferencias y su vez evaluar los distintos procesos de manufactura que conlleven a su construcción, indicaciones que nos facilita el realizar modificaciones que optimicen el diseño y faciliten la fabricación de la mesa rebobinadora. Este proceso de diseño estaría incompleto sin el respectivo estudio de resistencia de materiales, por lo que debido la diversidad de geometrías, en mucho de sus casos muy complejas para ser estudiadas con métodos de análisis tradicional, se opta por realizar el análisis por medio de elementos finitos apoyados en otro programa computacional el cual nos permite de manera muy sencilla y rápida identificar y corregir fallas, terminando así de evaluar los distintos materiales posibles y factibles para la fabricación.

El proceso de diseño se basa en el método de matrices morfológicas que comienza con la generación de ideas, propuestas, soluciones a través de una tormenta de ideas, llegando con ellas a varios diseños preliminares viables. Durante este proceso se sigue la filosofía de la ingeniería concurrente que tiene como premisa tomar en cuenta en todo momento los procesos de fabricación que requiere cada opción en particular, logrando así generar diseños completamente funcionales pero sencillos de construir y ensamblar. Producto de este desarrollo surge un diseño totalmente operativo y factible de construir, pensado en el operario cumpliendo con las normas de ergonomía, con incorporación de sistemas no tradicionales en este tipo de trabajos pero con muchas y diversas ventajas como lo son el sistema de sujeción neumático de las bobinas de papel y el sistema de control electrónico de alta tecnología, que incluye un sensor fotoeléctrico y uno inductivo, un controlador lógico programable con panel de operación e interfaz grafica digital y un variador de frecuencia de tipo vectorial. Todo esto hace que el diseño final tenga la capacidad de adaptarse fácilmente a heterogéneas modificaciones futuras como sería la incorporación de un módulo de serialización y/o un módulo de impresión por inyección de tinta (inkjet), idea planteada por la empresa desde el inicio.



CAPÍTULO I **EL PROBLEMA**

1.1.- Antecedentes.

Actualmente en la industria existe la necesidad de mantener un control continuo tanto de los insumos como de los productos finales. Una manera práctica y sencilla es la identificación y/o codificación de cada una de los elementos que intervienen en cualquier proceso. El sistema de codificación usado a nivel mundial es un dibujo formado por barras y espacios paralelos llamado código de barra, éste es el modo más eficiente y simple para la captación automática y codificación de información. El código de barra hizo su aparición en 1960 pero a partir de los años 70 con el desarrollo del láser es cuando comienza a tener más auge en el mundo de la identificación. La versión más simple y accesible de los códigos de barra es mediante el uso de etiquetas impresas y son empleadas para la identificación de todo tipo de productos desde libros hasta automóviles.

CODIBAR SERVICIOS C.A. es fundada en 1980 y desde entonces se propuso la implantación y comercialización de los códigos de barras, introduciéndolos en Venezuela y Latinoamérica. En 1992 incursiona en nuevas tecnologías de impresión de etiquetas para códigos de barra, comenzando a su vez con la venta y comercialización de equipos para lectura e impresión de los mismos. A finales de la década de los noventa empieza una nueva etapa, adquiere una troqueladora de papel y de esta forma entra en la rama de producción de etiquetas. En los últimos años se han dedicado al desarrollo de sistemas automatizados para aplicaciones como manejo de inventario, manejo de activos fijos y otras.

La empresa usa como método de impresión la impresión térmica por transferencia de calor, éste es un método muy expandido y popular en la generación de códigos de barras debido a su formato, flexibilidad, calidad de imagen, velocidad y costo. Las impresoras usadas por la compañía son marca Datamax, empresa norteamericana fundada en 1977 que se dedica al diseño, manufactura y comercio de



productos relacionados con códigos de barra incluyendo impresoras de transferencia térmica, desarrollo de software y etiquetas.

En la búsqueda de la automatización del proceso de impresión dentro de CODIBAR SERVICIOS C.A. es necesario el uso de un mecanismo que permita manipular y producir de manera más sencilla y práctica los rollos de etiquetas. Al buscar información sobre las máquinas para producir rollos de etiquetas, observamos que esencialmente que los fabricantes difieren uno de otro por dos factores: modo de operación y costo. Con respecto al modo de trabajo el proceso de rebobinado se puede realizar básicamente de dos maneras: vertical u horizontal, esto se refiere a la manera en como están dispuestos los brazos sujetadores de los rollos de etiquetas. Fabricantes como Grafisk Maskinfabrik A/S (danesa) y Lederle Machine Company (norteamericana) disponen los brazos sujetadores de modo vertical, por el contrario Nilpeter A/S (alemana), AB Graphic Internacional (norteamericana) y Etirama Industrias de Máquinas Ltda. (brasileira) disponen los brazos sujetadores de modo horizontal; todas en un rango de precios entre \$8000 y \$35000, estos se cotizan en moneda extranjera ya que a nivel nacional no existe ningún productor de este tipo de máquinas. Una de las características de estas maquinarias es que son robustas y casi siempre de grandes dimensiones, ya que principalmente han sido diseñadas para uso industrial donde el volumen de trabajo es bien elevado.

Es importante mencionar que aunque existen máquinas en el mercado para trabajar con dimensiones mas pequeñas de core, son pocas las empresas que poseen máquinas con capacidad de trabajar con rollos de etiquetas y papel de dimensiones pequeñas como 0,75 y 1 pulgada de diámetro de core, requerimientos exigidos por CODIBAR SERVICIOS C.A. Es por ello que la empresa requiere de un mecanismo práctico, menos robusto y que se adapte a sus condiciones, es decir, que sea capaz de producir rollos de etiquetas de dimensiones de core de 0,75 y 1 pulgadas; la solución más adaptada a las exigencias de la empresa es una mesa rebobinadora capaz de cortar y contar rollos de etiquetas.



1.2 Planteamiento Del Problema

Es necesario explicar cómo se realiza el proceso de fabricación de etiquetas que se lleva a cabo dentro de CODIBAR SERVICIOS C.A.. El primer paso es la recepción de bobinas de papel de transferencia térmica de 18” de diámetro, 9” de ancho y de aproximadamente un peso de 36 Kg. Luego son colocadas en la máquina troqueladora para realizar los cortes necesarios y poder generar los distintos tamaños de etiquetas que la empresa desarrolla para el mercado nacional. Posteriormente se procede a realizar la impresión con impresoras que trabajan por medio de transferencia térmica, este tipo de máquinas son las que la empresa usa y comercializa.

El problema específico que presenta la compañía es en el área de impresión. En el mercado actual existen variedad de impresoras pero todas ellas trabajan con dimensiones estándares de cores, 3 pulgadas de diámetro. La máquina troqueladora de etiquetas que posee CODIBAR SERVICIOS C.A. también trabaja con cores de 3 pulgadas de diámetro, pero la empresa labora y provee impresoras portátiles y de mesa de 0.75” y 1”. Por lo tanto, es necesario crear un mecanismo que permita adaptar rollos de etiquetas troqueladas a los cores de menores dimensiones para poder satisfacer la demanda del mercado y ampliar el área de comercialización que posee la empresa, es por ello que la compañía estudia opciones:

1. Trabajar con brazos neumáticos de la troqueladora adaptados a las dimensiones necesitadas, pero el problema que existe es que este brazo no sería capaz de soportar el peso de la bobina completa y trabajar con una bobina de papel más pequeña incurriría en un mayor costo, como mayor disposición de espacio de almacenamiento.
2. Adaptar un mecanismo adicional externo a la troqueladora que realice el proceso de transformación de tamaño del core una vez hecho el troquelado, dicha solución existe pero implica para la compañía incurrir en un gasto mayor de \$100.000.



3. Una mesa rebobinadora y contadora de etiquetas, dicha solución es la más factible para la empresa, pero incurre en una inversión de más de \$13.000 y debido al control cambiario y a la crisis del país la empresa no está en capacidad de asumir dicho costo.

La urgencia de solventar esta problemática es lo que permite a la empresa en conjunto con nosotros, estudiantes de ingeniería mecánica, estudiar la posibilidad de elaborar un proyecto en donde se diseñe y se fabrique una mesa automática para contar, cortar y rebobinar etiquetas y papel; de esta manera se eliminaría la situación actual de la compañía donde en este momento el proceso se hace de manera manual y como es de humanos se cometen errores y retrasos. Por lo tanto este proyecto sirve tanto para el beneficio de la empresa como para nuestras personas ya que será una oportunidad gratificante y valiosa como futuros ingenieros mecánicos para desarrollar, ampliar y aplicar nuestros conocimientos de naturaleza teórica así como creatividad para desarrollar y hacer realidad este diseño.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General.

Diseñar y construir una mesa automática para contar, cortar y rebobinar rollos de etiquetas y papel.

1.3.2 Objetivos Específicos.

1. Diseñar y construir una mesa automática para contar, cortar y rebobinar rollos de etiquetas y papel que:
 - ◆ Reduzca el rebobinado a cores de igual y menor tamaño.
 - ◆ Sea ergonómico y de sencillo funcionamiento.
 - ◆ Su diseño no sea de grandes dimensiones.
 - ◆ Sea de fácil construcción y ensamblaje.
 - ◆ Sea de fácil instalación y puesta en funcionamiento.



2. Seleccionar la opción más adecuada de diseño según los parámetros establecidos.
3. Diseñar un mecanismo para el conteo de etiquetas.
4. Diseñar un sistema de controlador de velocidad del desplazamiento lineal de etiquetas.
5. Estudiar los componentes del mecanismo, las dimensiones y los materiales a utilizar.
6. Seleccionar los componentes del rebobinador y contador en función de los requerimientos.
7. Seleccionar los materiales en función de su calidad y que arrojen precios competitivos.
8. Elaborar los planos de mecanismos a fin de estudiar la fabricación.
9. Seleccionar los materiales con los que se construirá el rebobinador y contador.

1.4 Alcances

- ◆ Consultando la bibliografía pertinente y tecnología existente, bajo el asesoramiento y parámetros de CODIBAR C.A., realizar la selección más adecuada para el diseño del rebobinador mediante la técnica de Matrices Morfológicas: se plantearán varias opciones y se seleccionará la más adecuada.
- ◆ Diseñar el rebobinador apoyado en software o programas de diseño que permita la simulación y ensamble del sistema, para la optimización de funcionamiento.
- ◆ Realizar los cálculos para desarrollar el diseño seleccionado.
- ◆ Seleccionar los materiales adecuados que cumplan con los parámetros de funcionamientos, las condiciones de fabricación y costos.
- ◆ Elaborar los planos del sistema apoyados en software o programas de diseño
- ◆ Construcción del mecanismo basado en los planos anteriormente realizados.

-
- Elaborar el manual de operación y mantenimiento del rebobinador.



CAPÍTULO II **MARCO TEÓRICO**

Para el logro de los objetivos planteados se utilizan distintas herramientas de la Ingeniería de Métodos e Ingeniería Mecánica. A continuación se describen los aspectos teóricos más importantes que son base primordial para el desarrollo del trabajo.

2.1 Ingeniería concurrente

2.1.1 Antecedentes

Se trata de una filosofía o concepto que no es nuevo, por cuanto lo han practicado tradicionalmente algunos buenos gestores de la fabricación que, sin embargo, no habían prestado atención en aplicarlo de una manera sistemática y dotarlo de metodología.

Los primeros estudios datan de 1982 cuando la Agencia de Proyectos de Investigación Avanzada de la Defensa (DARPA) empezó un estudio destinado a mejorar la concurrencia en los procesos de diseño. En 1986 el Instituto para el Análisis de la Defensa (IDA) en su informe R-338 introdujo el termino “Ingeniería concurrente” para explicar el método sistemático de diseño de procesos y productos que incluía otros procesos y servicios de apoyo.

En 1988 DARPA creó un consorcio entre universidades, industrias y gobierno que debería promover la utilización de la ingeniería concurrente en la industria militar y de base, empresas altamente tecnificadas o que manejaran productos muy complejos. Este proyecto tenía la finalidad de desarrollar la arquitectura informática adecuada para ingeniería concurrente, que permitiera a cada uno de los miembros que trabajara en un proyecto poder comunicarse y coordinarse con los demás a través de una de de computadoras de alta velocidad. A partir de esta iniciativa, nació el Centro de Investigación de la Ingeniería Concurrente (CERC por sus siglas en ingles) en la



universidad de West Virginia y a la se añadieron otros centros de investigación y grandes empresas como Hewlett-Packard, Motorola, ATT, Texas Instruments, IBM y otras.

2.1.2 Definiciones de la ingeniería concurrente

Se puede definir como la filosofía de diseño de producto en la cual las empresas intentan reducir el tiempo que se requiere para llevar nuevos productos al mercado, integrando la Ingeniería del Diseño, Ingeniería de manufactura y otras funciones.

La ingeniería concurrente realmente es una disciplina que se creó para reforzar los conocimientos empleados por los ingenieros de diseño, de manufactura y otros, ya que trata de eliminar el típico “nosotros y ellos” que a menudo es aplicado en los diferentes procesos industriales. Una de las descripciones más aceptadas es la siguiente: *“Aproximación sistemática al diseño de productos, realizado de forma integrada y concurrente con los procesos relacionados, incluidos los de fabricación y apoyo. Aproximación que intenta implicar a todos los suministradores externos y que se extiende desde el preconcepto, considerando todas las actividades del ciclo de vida del producto, desde la concepción hasta su retirada, considerando los aspectos de calidad, costos, programación, etc., y aquellos relacionados con la voz del cliente”*. Aunque de una manera más concreta la podemos definir como: ***“La filosofía de diseño que se enfoca en la integración del desarrollo de un producto con su proceso de manufactura, desde el diseño conceptual del mismo”***.

El siguiente esquema muestra de una manera gráfica el proceso que se realiza cuando se aplica la ingeniería concurrente.

La ingeniería concurrente debe ponerse en práctica mediante la creación de equipos de trabajo con o sin el apoyo de ordenadores y sin necesidad de utilizar ninguna técnica formal. Debe iniciarse en las etapas tempranas del diseño aunque se ha empleado satisfactoriamente después que los prototipos han sido construidos. Este tipo de prácticas han dado excelente resultados en pequeñas y medianas empresas al igual que en grandes corporaciones.

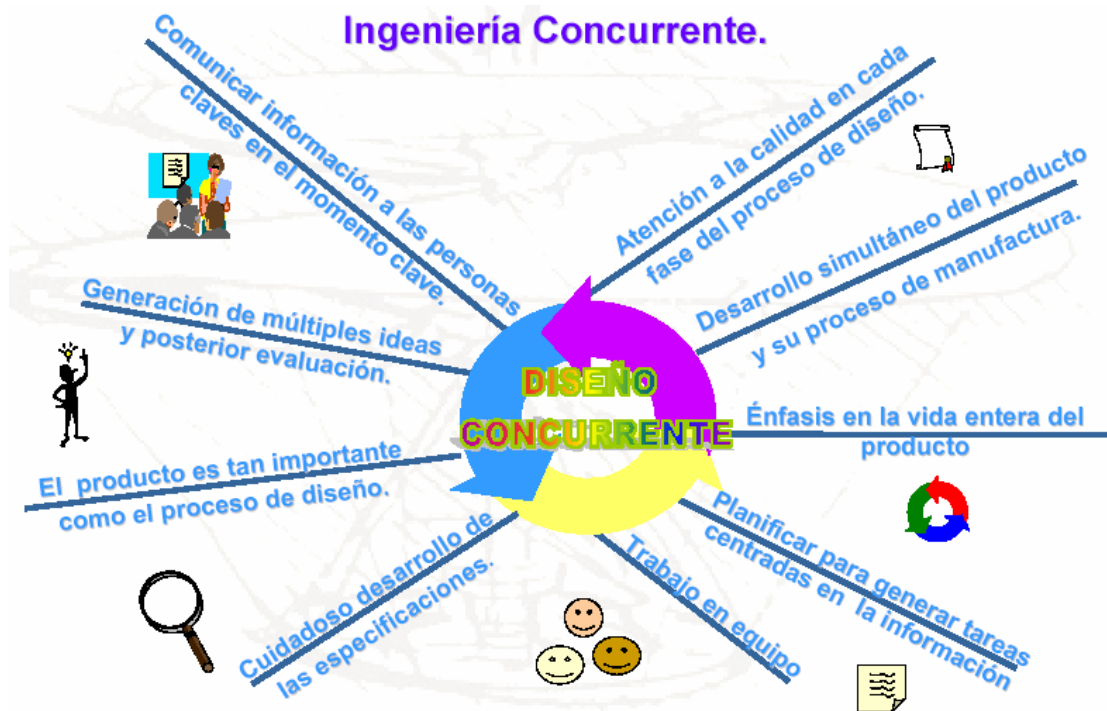


Figura 2.1 Ingeniería concurrente.
Fuente: diapositivas Prof. Gudiel

Entre los enfoques que incluye la ingeniería concurrente se encuentra el del diseño de manufactura: este trata de facilitar el proceso de fabricación simplificando el diseño del nuevo producto por medio de una reducción de los componentes que lo integran, trayendo como consecuencia aumento de fiabilidad del producto, y disminución de los costos de fabricación, su ciclo de vida, horas hombre de trabajo y del número de ingenieros de diseño involucrados entre otros. El diseño de manufactura se realiza con la colaboración de otros departamentos, que hoy en día no pueden trabajar como entidades separadas sino entrelazadas entre sí, donde existe una comunicación entre ellas y los esfuerzos son en conjunto.

2.1.3 Objetivos de la ingeniería concurrente

Los principales objetivos de la ingeniería concurrente pueden resumirse en la siguiente lista:



- ◆ Reducir el tiempo de desarrollo del producto.
- ◆ Aumentar los beneficios.
- ◆ Mejorar la competitividad.
- ◆ Aumentar el control de costos de diseño y fabricación.
- ◆ Integrar los departamentos de una forma muy estrecha.
- ◆ Mejorar la calidad del producto.
- ◆ Realizar la reputación de la compañía y de sus departamentos.

2.1.4 La producción en el proceso de diseño

El proceso de diseño se debe acometer sistemáticamente. Aunque el procedimiento varía un poco de una finalidad a otra, la secuencia de diseño debe incluir las siguientes fases: concepción y evaluación inicial, análisis, diseño general, diseño detallado, desarrollo de accesorios metálicos y producción del diseño.

Durante todo proceso de diseño se debe considerar si es factible producirlo, de tal manera que el producto final está realmente diseñado para la fabricación. Si no se ejerce un propósito continuo en esta dirección, invariablemente habrá deficiencia en el diseño mismo.

Entre estas deficiencias podemos mencionar la complejidad excesiva. Por ejemplo, el diseño puede ser más fuerte que lo que realmente se requiere o más pesado de lo necesario; puede requerir cerraduras complejas o mecanismos de indexación, cuando otros más sencillos son suficientes. Entre más complejo sea un diseño, mayor oportunidad habrá de cometer errores de diseño. Los diseños sencillos no solo reducen los costos, sino que usualmente son más rentables y de más fácil mantenimiento. La calidad y el comportamiento del diseño sencillo sobrepasarán el comportamiento de un diseño más complejo.

Una segunda deficiencia común en el proceso de diseño, se presenta con frecuencia cuando no se considera que sea factible producirlo es la restricción de producción. El diseñador funcional especifica inadvertidamente el método por el cual se producirá el diseño.

Por inexperiencia o falta de conocimiento, el diseñador puede no tomar en consideración material o procesos alternativos, los cuales pueden ir detrimento del propio diseño. El diseñador creativo trabaja en coordinación con el ingeniero de manufactura de manera de que el prototipo sea fácil producirlo, busca diversas ideas, explora nuevos conceptos y prefiere la simplicidad del diseño mientras evita generalizaciones importantes.

Los errores más comunes de doble dimensionamiento, por ejemplo la especificación de un material incompatible con un proceso deseado, de un diámetro interior roscado en el fondo de un agujero ciego o la especificación de una tolerancia de Tierra sobre un diámetro exterior para un reborde, representan una falta de atención a la posibilidad de producción.

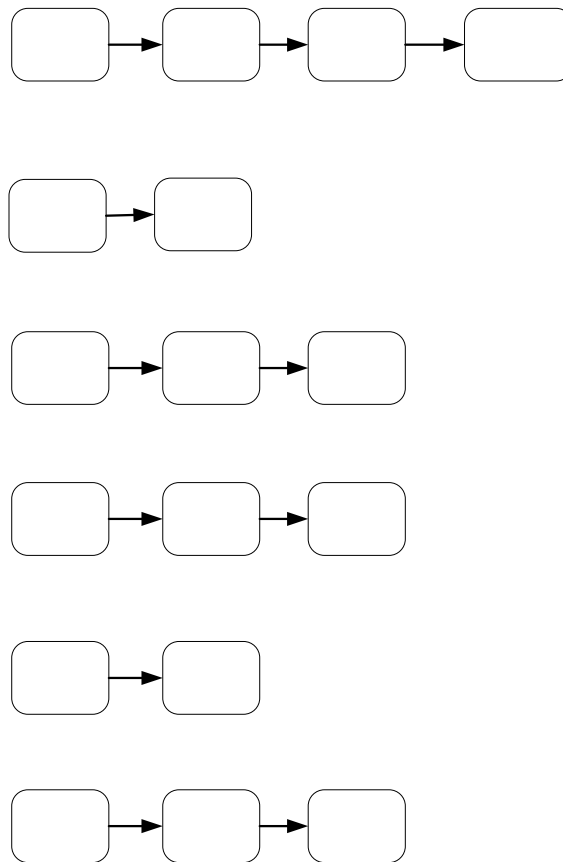


Figura 2.2 Proceso de diseño de ingeniería

Concepción inicial y evaluacion

Obtener
datos
exactos

Estudiar los
requisitos

Análisis

2.2 La Empresa

Codibar Servicios C.A. es una empresa venezolana dedicada a la identificación automática, sistemas de codificación, control y captura masiva de datos. Ésta nos planteó el problema y además se comprometió en ayudar en lo todo lo posible para conseguir un exitoso desarrollo de éste Trabajo Especial de Grado.

2.2.1 Misión

“Ofrecer Soluciones en Identificación Automática, con tecnología de punta y personal altamente calificado y certificado, para brindarle el mejor servicio a nuestros clientes”.

2.2.2 Visión

“Ser una empresa pionera en la tecnología del Código de Barras en Latinoamérica y desarrollando soluciones en hardware y software para cubrir las necesidades en automatización”.

2.2.3 Objetivos de la empresa

1. Dotar, consolidar, mantener y actualizar a las diferentes empresas de las nuevas tecnologías del mercado.
2. Integrar el recurso humano a todas las actividades inherentes de la empresa con el objeto de consolidar el desarrollo con metas claras y definidas.
3. Búsqueda de herramientas técnicas y tecnológicas necesarias para garantizar la adecuación de nuestros clientes al ambiente innovador.
4. Trabajar las actividades de la empresa con orientación hacia la prestación de un servicio de alta calidad que garantice la confiabilidad de la tecnología.
5. Desarrollar nuevos programas e innovar en el exterior con nuevas tecnologías que permitan la ejecución de nuevos proyectos para la

realización de software e incorporar a la administración pública en los nuevos proyectos.

2.2.4 Organigrama

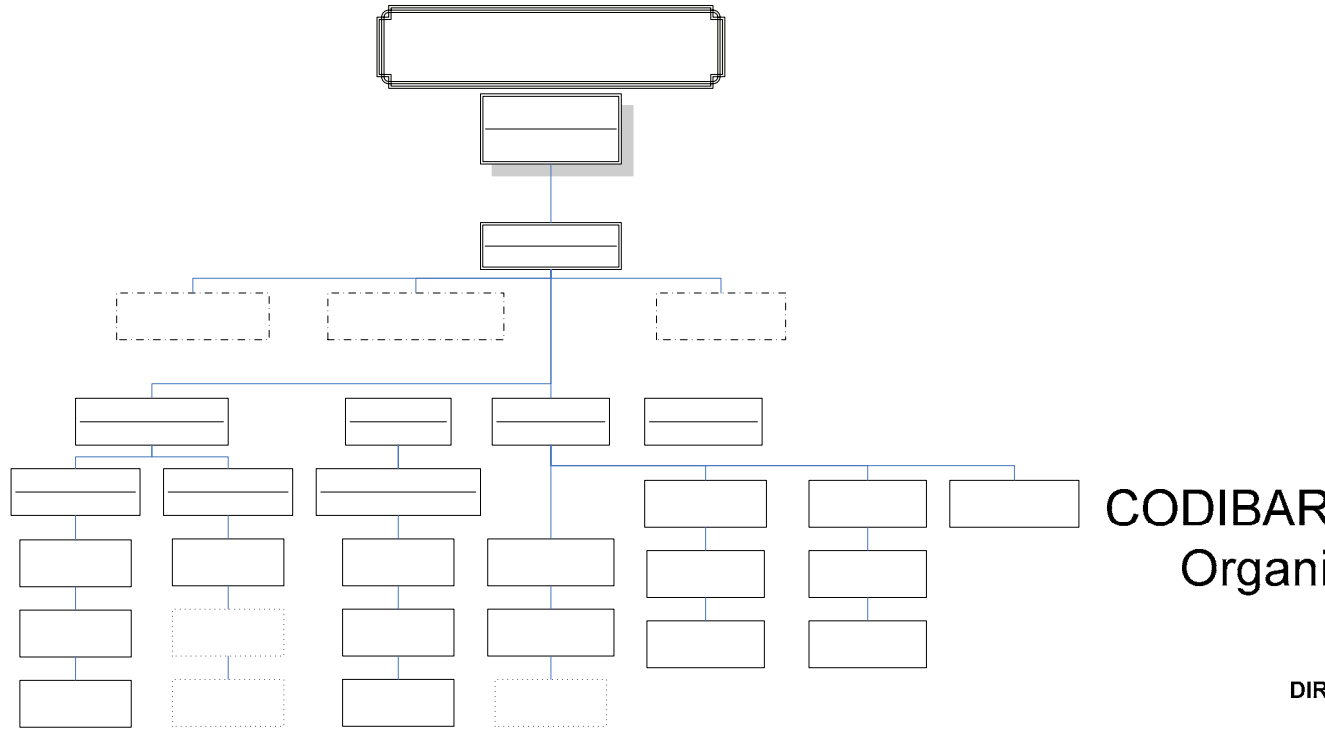


Figura 2.3 organigrama CODIBAR SERVICIOS C.A.

Los departamentos que serán de utilidad para la elaboración del proyecto de grado son:

- ◆ *Departamento de Soporte Técnico*: **ASesor TECNOLÓGICO** las actividades **UNIDAD DE ORGANIZACION DE METODOS DIGITALES** desarrollan en esta dependencia están dirigidas a prestar servicio técnico y de mantenimiento preventivo y/o correctivo de los equipos que vende la empresa. Además, participa en la elaboración de circuitos electrónicos inteligentes para un determinado sistema de automatización, según los requerimientos de los clientes, las cuales forman parte de los proyectos que se llevan a cabo en la División de Proyectos Especiales. **PROYECTOS ESPECIALES** **ADMINISTRACION**

SISTEMAS
ANALISTA PROGRAMADOR

SOPORTE
TÉCNICO

FACTURACIÓN COBRANZAS
15 ALMACÉN



- ◆ *División de Etiquetas:* en esta División se coordina y procesa el diseño de etiquetas, las mismas son de tela, material de seguridad y de papel. Las etiquetas se elaboran con el diseño y material según las exigencias del cliente. Aquí se recibe el pedido de Etiquetas, (directamente del cliente) se hace presupuesto del mismo y, en caso de ser aprobado por el cliente, envía la orden al departamento de Facturación y Cobranzas a fin de que realice los trámites correspondientes.
- ◆ *Departamento de Impresión:* en este departamento se troquelan las bobinas de etiquetas autoadhesivas o papel, éstas pueden ser con o sin impresión. Ésta sección provee de materia prima (etiquetas) a la división de etiquetas. En este departamento en conjunto con la división de etiquetas es donde ocurre el proceso de rebobinado; aquí el material.

2.2.5 Descripción del proceso de producción de etiquetas.

El proceso de producción de etiquetas consiste esencialmente en transformar la materia prima (bobinas de papel) recibida por la empresa en rollos de etiquetas.

Un primer cambio ocurre cuando esta bobina de papel, mediante una troqueladora, se le realizan las distintas modificaciones para manufacturar las diferentes dimensiones de etiquetas que la empresa ofrece al mercado. Una vez troqueladas es necesario producir rollos de etiquetas cuantificados y cortados; no siempre es obligatoria que las etiquetas sean cortadas. Otro de los aspectos importantes que ocurre es: las etiquetas troqueladas en muchos casos necesita ser convertida de diámetros de core de 3" a diámetros de 1" o 0.75", lo que permite ser usada en distintos tipos de impresoras que la empresa ofrece a la venta.

2.3 Metodología del Diseño.

El diseño mecánico es el diseño de objetos y sistemas de naturaleza mecánica; piezas, estructuras, mecanismos, máquinas, dispositivos e instrumentos diversos. En su mayor parte hace uso de las matemáticas, las ciencias de uso materiales y las



ciencias mecánicas aplicadas a la ingeniería. La intención al diseñar no es la de establecer una metodología estricta sobre su forma.

Existen ciertos pasos comunes a tomar en cuenta al diseñar. Hay diseños simples en los cuales no será necesario seguir todos los pasos, mientras que existirán otros que por su naturaleza requerirán de otras fases. En todo caso lo importante es la flexibilidad de interpretación para adecuarse a cualquier situación en particular y permitir que el diseñar (o idear) formule un plan para satisfacer una necesidad.

No existe un proceso de diseño definido y detallado de aplicación global, pero de manera general, la metodología del diseño se puede estructurar en cinco fases:

2.3.1 Formulación del problema.

En este punto se le da prioridad a una necesidad de mejoramiento de calidad de algún proceso, persona o compañía. Como resultado de esta primera fase del proceso de diseño deberá existir un enunciado que establezca, en términos muy generales, cual es la necesidad a resolver. Al tratar una necesidad con amplitud, se tienen muchas probabilidades de obtener un sistema total muy superior a cualquier otro. En general, siempre debe tratarse de formular un problema o necesidad de modo que comprenda el problema total, tanto como lo permitan la situación económica y los límites de la organización involucrada. Evidentemente que este enunciado no será suficiente para poder pasar a la fase de concepción del sistema o invención.

2.3.2 Descripción y Análisis del Problema.

En esta fase debe considerarse lo siguiente: las ideas son simplemente maneras de conseguir soluciones al problema. Si no se conoce donde se desea ir o que se desea resolver, las ideas no serán de mucha ayuda. De aquí la necesidad que el problema objeto del diseño esté claramente definido y claramente descrito, para que así se puedan buscar soluciones en una forma productiva y directa sin estar divagando y caminando en direcciones al azar.

El objetivo de este análisis es conocer más de cerca el problema y clasificar todo lo relevante que se conoce acerca del mismo, durante ésta etapa se realiza una



descripción detallada de las características del problema; lo que se trata es de hacer una descripción tanto cualitativa como cuantitativa de la comprensión que se tiene del problema hasta este momento y una descripción de las características (especificaciones), alcance y limitaciones que el sistema a diseñar debe tener. Este será el filtro que posibilitará las decisiones posteriores y el diseño final no será otra cosa que una expresión física de la descripción realizada previamente.

Para profundizar los conocimientos del problema y poder facilitar el proceso de generación de soluciones, se determinan una lista de funciones; el propósito de esta lista es tratar de establecer los aspectos esenciales que deben incorporarse en el producto ó que éste debe ser capaz de realizar. Se espera una lista razonable, manejable y que cubra completamente las funciones necesarias del producto o la máquina a diseñar.

2.3.3 Tormenta de ideas o Brainstorming.

Una vez descrito el problema y determinadas las características y limitaciones que el sistema a diseñar debe tener, se procede a la concepción del mismo. Es decir, a generar la mayor cantidad de alternativas posibles de solución para el sistema. Esta es la fase de diseño más creativa porque, en general, se tiene una libertad de acción apreciable y el objetivo es generar suficientes posibles soluciones que nos lleven a conseguir una solución óptima.

Existen unas normas básicas del funcionamiento del brainstorming:

- ◆ Exponer todas las ideas.
- ◆ No se admiten críticas.
- ◆ Decir lo primero que viene a la mente.
- ◆ Importa la cantidad y no la calidad de las ideas (ya que se tendrá en cuenta la calidad en la selección).
- ◆ Se pueden hacer combinaciones con otras ideas. La idea es del grupo no individual.

Este proceso no tiene que desarrollarse desde un punto de vista técnico o financiero, si no desde la perspectiva de cuales son, a juicio de cada uno, las ideas



más interesantes. Será en una fase posterior cuando se valoren más en detalle y prioricen cada una de las ideas seleccionadas.

2.3.4 Análisis Morfológico.

Para hacer cualquier clase de evaluación, es necesario tener un conjunto criterios o parámetros, los mismos deben basarse en los objetivos de diseño, es decir, lo que se quiere que logre el diseño. Estos criterios incluyen factores técnicos y económicos, requerimientos de los usuarios, requerimientos de seguridad, etc.

Una vez fijados los parámetros el siguiente paso consiste en asignar un valor numérico a cada uno. Para ello se establece una escala sencilla de puntos que pueden representar niveles de rendimientos o calificaciones de utilidad. El predecir cuán bien resultará cada alternativa adoptada, es la parte clave y más exigente del proceso de toma de decisiones. Existen criterios que son utilizados en la ingeniería, entre los cuales esta la confiabilidad, que es la probabilidad de que el elemento o sistema en cuestión no falle durante el período especificado bajo condiciones prescritas; la operabilidad, que se refiere a la facilidad con que un diseño determinado puede ser manejado u operado por seres humanos; la disponibilidad, que es la proporción de tiempo que una máquina está en condiciones de ser utilizada y, por lo tanto, en que no estará fuera de servicio por reparación, mantenimiento u otras formas de atención.

El paso final en la evaluación consiste en considerar cada propuesta de diseño alternativa tanto para las funciones como para la configuración final y calcular para una de ellas una calificación para su rendimiento con respecto a los parámetros establecidos. El procedimiento es muy sencillo, multiplicar cada calificación de los parámetros por su valor ponderado, la mejor alternativa tiene el valor de la máxima suma; la comparación y la discusión del resultados puede ser un mejor auxiliar que simplemente elegir la mejor.

2.3.5 Especificación de una solución

La solución elegida se expone por escrito detalladamente. Para este momento se conoce la solución en forma de croquis, apuntes, cálculos y gran parte de ella

todavía en la cabeza del proyectista. Además de ser incompleto, este material está desorganizado y difícilmente en condiciones de poder ser presentado adecuadamente. Ésta fase consisten usualmente en presentar la solución en forma dibujos del proyecto, un informe escrito y, posiblemente, un modelo físico.

2.4 Sistema de Control

2.4.1 Principio de un sistema automático

Todo sistema automático por simple que este sea se basa en el concepto de bucle o lazo, tal y como se representa en la figura. 2.4

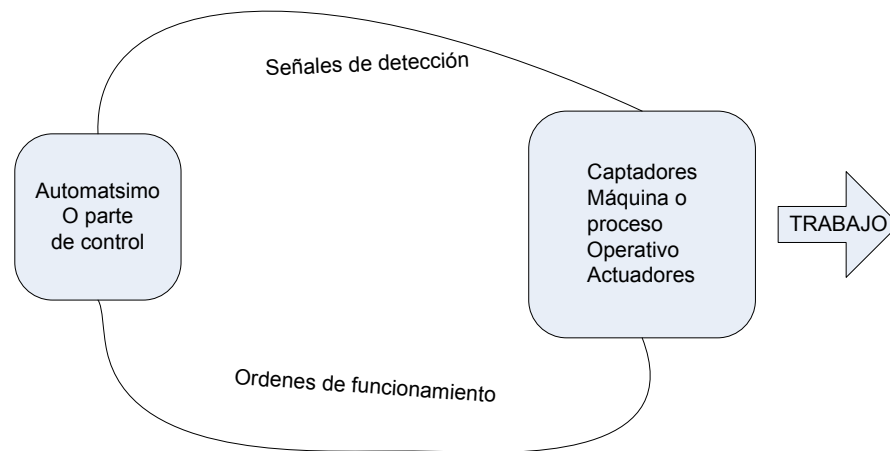


Figura.2.4 Bucle o Lazo en un sistema automático.

2.4.1.1 Fases de estudio en la elaboración de un automatismo

Para el desarrollo y la elaboración correcta de un automatismo, por el técnico o equipo encargado de ello, es necesario conocer previamente los datos siguientes:

1. Las especificaciones técnicas del sistema o proceso a automatizar y su correcta interpretación.
2. La parte económica asignada para no caer en el error de elaborar una buena opción desde el punto de vista técnico, pero inviable económicamente.

3. Los materiales, aparatos, etc., existentes en el mercado que se van a utilizar para diseñar el automatismo. Además es importante conocer:
 - ◆ Calidad de la información técnica de los equipos.
 - ◆ Disponibilidad y rapidez en cuanto a piezas y asistencia técnica.

El organigrama de la figura 2.5 representa el proceso general o fases más utilizadas para el estudio de los automatismos.

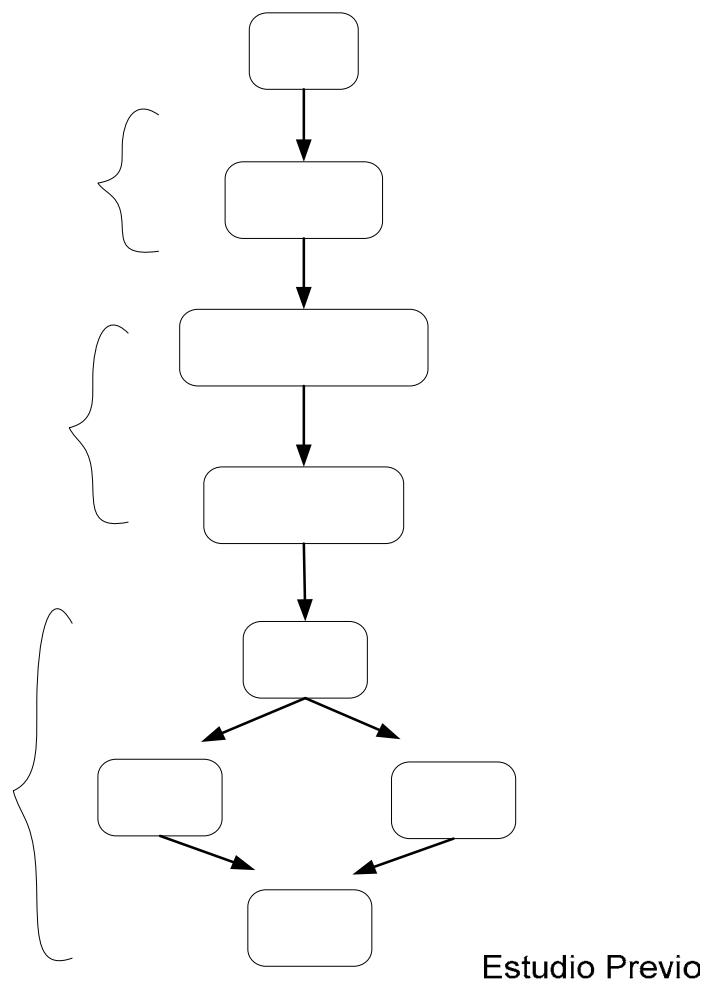


Figura 2.5 Organigrama para el estudio y elaboración de un automatismo.

A continuación se va a estudiar cada uno de los apartados descritos:

1. **Estudio previo:** Es importante antes de acometer cualquier estudio medianamente serio de un automatismo el conocer con el mayor detalle posible las



características, el funcionamiento, las distintas funciones, etc., de la máquina o proceso a automatizar; esto lo obtenemos de las especificaciones funcionales, a partir de esta base mínima podremos iniciar el siguiente paso, es decir, estudiar cuales son los elementos más idóneos para la construcción del automatismo.

2. **Estudio técnico-económico:** Es la parte técnica de especificaciones del automatismo: relación de materiales, su adaptación al sistema y al entorno en el que se haya inscrito, etc. También aquí se ha de valorar la parte operativa del comportamiento del automatismo en todos sus aspectos, como mantenimiento, fiabilidad, etcétera. Es obvio que la valoración económica, que será función directa de las prestaciones del mismo, ha de quedar incluida en esta arte del estudio.
3. **Decisión final:** En el apartado anterior se han debido estudiar las dos posibilidades u opciones tecnológicas generales posibles: lógica cableada y lógica programada. Con esta información y previa elaboración de los parámetros que se consideren necesarios tener en cuenta, se procede al análisis del problema.

Los parámetros que se deben valorar para una decisión correcta pueden ser muchos y variados, algunos de los cuales serán específicos en función del problema específico que se va a solucionar, pero otros serán comunes, tales como los siguientes:

- ◆ Ventajas e inconvenientes que se le asignan a cada opción en relación a su factibilidad, vida media y mantenimiento.
- ◆ Posibilidad de ampliación y de aprovechamiento de lo existente en cada caso.
- ◆ Posibilidades económicas y rentabilidad de la inversión realizada en cada opción.
- ◆ Ahorro desde el punto de vista de necesidades para su manejo y mantenimiento.

Una vez realizado este análisis solo queda adoptar la solución final preferida.

2.4.1.2 Opciones tecnológicas

La Tabla 2.1 nos muestra las opciones tecnológicas posibles derivadas de las dos generales: lógica cableada y lógica programada.

Tipo	Familia Tecnológica	Subfamilias Específicas	
Lógica cableada	Eléctrica	Relés electroneumáticos	
		Electroneumática	
		Electrohidráulica	
	Electrónica	Electrónica estática	
Lógica programable	Electrónica	Sistemas informáticos	Microprocesadores
			Mini ordenadores
		Microsistemas (universales específicos)	
		Autómatas programables	

Tabla 2.1 Opciones tecnológicas.

2.5 Principios Fundamentales De Automatización.

Desde la perspectiva más general importa, y por muchas razones, incluir en este trabajo algunos principios fundamentales de automatización de procesos, pues es aquí donde se analizará de manera efectiva el funcionamiento automático del sistema de rebobinado. Por lo tanto, no debe aspirarse a más aquí que a un estudio de los componentes que servirán de aplicación en el sistema para su automatización: relés, contactores, temporizadores, motores eléctricos y otros; posteriormente se incluirán los circuitos elementales que servirán de base para la automatización de dicho sistema, así como también la puesta en marcha y parada del motor involucrado. En resumidas cuentas se analizará el automatismo del mecanismo de accionamiento que permitirá el óptimo funcionamiento del sistema.

Los componentes eléctricos pueden ser representados por símbolos gráficos muy simples que de una forma sencilla pueden ser insertados en los dibujos al desarrollar los esquemas eléctricos. Tales representaciones permiten un lenguaje de comunicación eficaz entre los proyectistas, los constructores, los montadores de los sistemas y los encargados del posterior mantenimiento de las máquinas. Son símbolos que identifican a cada uno de los componentes eléctricos, pero también se utiliza un lenguaje literal basado en letras y números que acompañan en el circuito a cada uno de los elementos citados.

2.5.1 Estructura de un automatismo.

Los automatismos eléctricos los podemos dividir en etapas, siguiendo la distribución que se presenta a continuación:

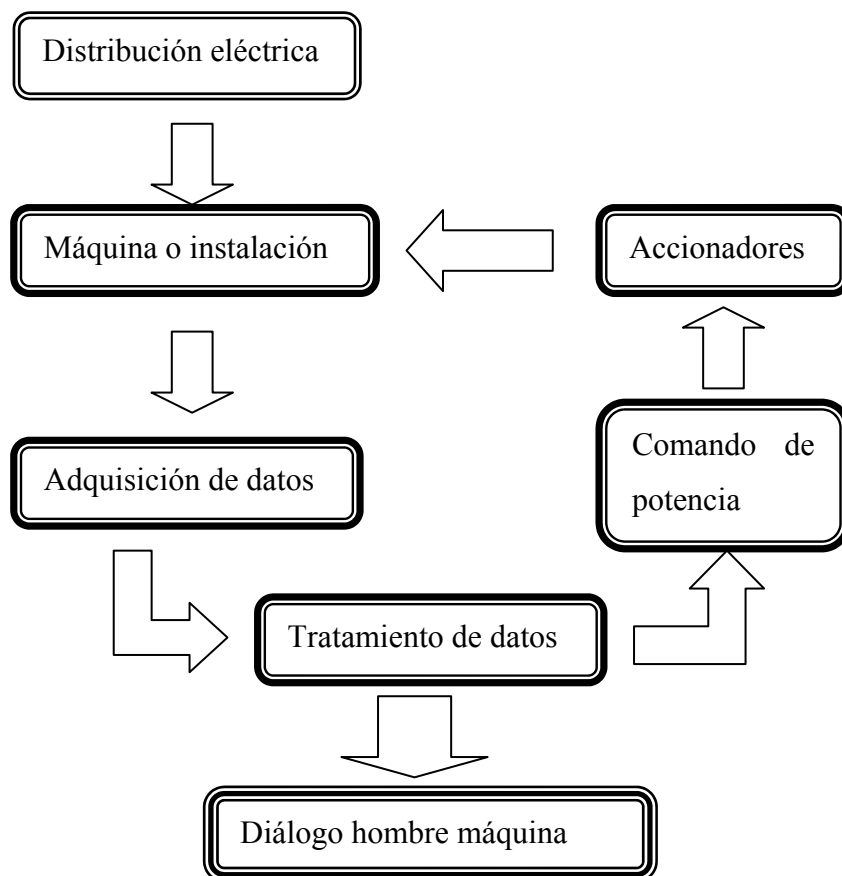


Figura 2.6. etapas de un automatismo eléctrico



Distribución: Es el conjunto de bandejas, cables, transformadores, condensadores, protecciones, acometidas, etc., encargadas de llevar la energía eléctrica a las máquinas, motores y dispositivos que permiten la realización de un proceso.

Maquina o instalación: Es el equipo que va a ser controlado eléctrica o electrónicamente.

Detección o adquisición de datos: Es el conjunto de elementos destinado a adquirir datos sobre el proceso a controlar: finales de carrera, detectores, presostatos, termostatos, etc.

Tratamiento de datos: Es el conjunto de contactores auxiliares, relés, temporizadores y otros elementos que responden a las señales provenientes de los detectores, para, en base a ellas, accionar los dispositivos de comando de potencia.

Comando de potencia: Consta de los contactores principales, con sus protecciones respectivas, variadores de velocidad y otros elementos que actúen sobre los motores.

Accionadores: Son los motores diversos que actúan sobre la instalación.

Dialogo hombre-máquina: Es el conjunto de pulsadores, manipuladores selectores, bombillos y otros elementos mediante los cuales el operador puede manejar el sistema y saber de su condición.

En el automatismo electrónico las etapas son similares, excepto la de tratamiento. Aquí los elementos eléctricos son reemplazados por autómatas programables o PLC. Esta variante en el tratamiento implica la adición, en el diálogo hombre-máquina, de un teclado (con pantalla) y por lo general también de una interfase de salida entre la etapa de tratamiento y la de comando de potencia (a base de contactores auxiliares). Esta interfase se requiere debido a las bajas corrientes de salida (del orden de mA) que manejan los autómatas.

2.5.2 Dispositivos Empleados en Controles y Automatismos.

Estos componentes pueden dividirse:

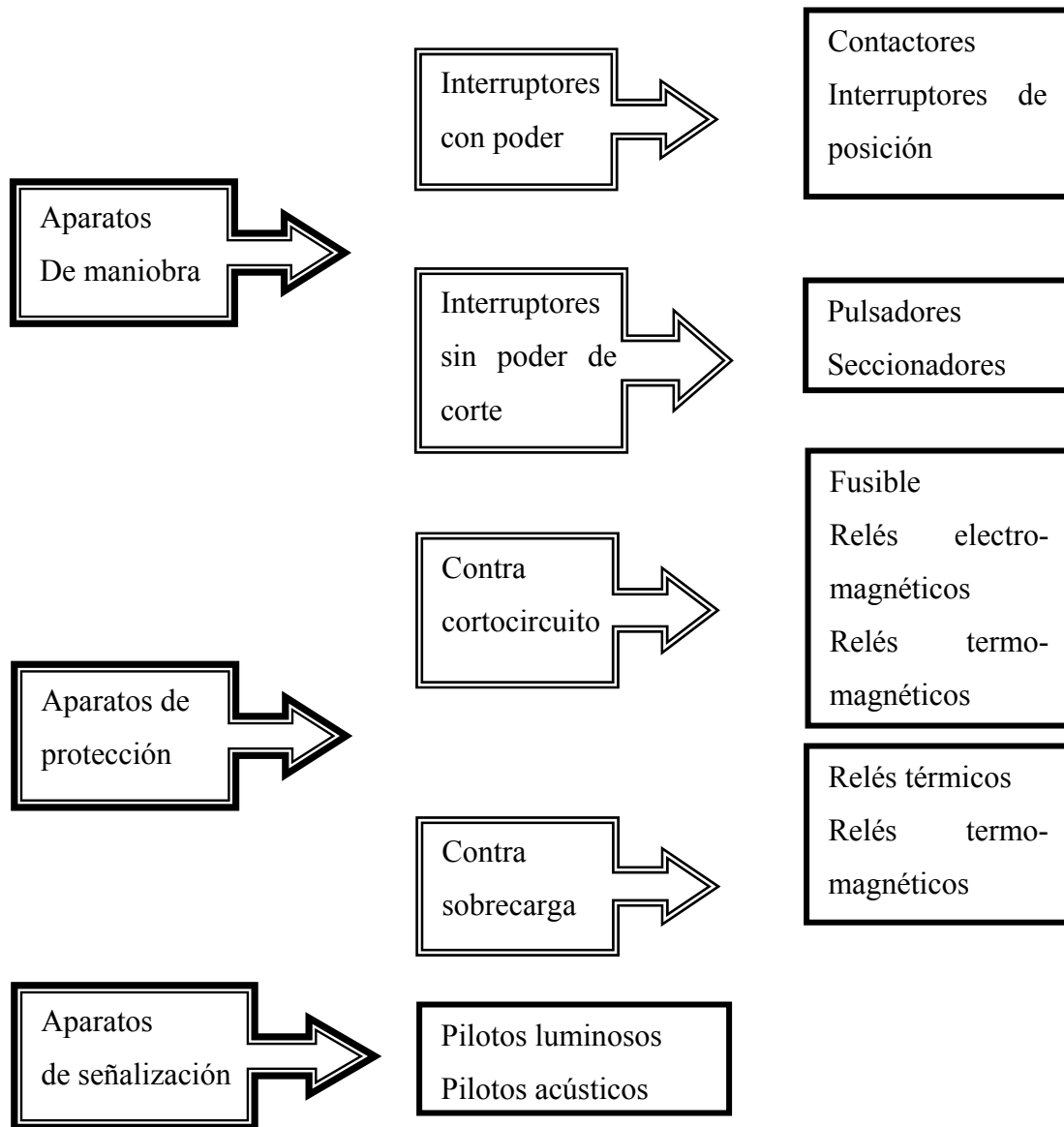


Figura 2.7 Componentes Empleados en Controles y Automatismos.

2.5.2.1 Aparatos de Maniobra

Son los que permiten o interrumpen el paso de corriente de la red a una carga. Estos aparatos se dividen en dos clases:

Interruptores con Poder de Corte: Son aquellos que pueden maniobrarse bajo carga, y que por lo general son automáticos. Entre ellos se encuentran los *contactores* para el accionamiento de motores, *interruptores de posición*, los *disyuntores* o



interruptores automáticos que abren un circuito bajo condiciones anormales (sobrecarga, sobretensión, disminución de tensión, etc.) y otros.

Para la selección de los dispositivos con poder de corte debe tomarse en cuenta:

- ◆ ***La capacidad de maniobra o robustez mecánica:*** el número mínimo de maniobras que garantiza el aparato.
- ◆ ***El poder de corte:*** la corriente máxima que es capaz de interrumpir sin peligro de que se dañe.

Interruptores sin Poder de Corte: Son aquellos que requieren de un operador para su accionamiento. Comprenden los *pulsadores*, que sirven para abrir o cerrar un circuito, pero sólo mientras actúe sobre ellos alguna fuerza exterior, y los *seccionadores*, que se emplean para aislar la parte de instalación eléctrica en caso de reparación o mantenimiento, los cuales, por no tener poder de corte, deben accionarse únicamente sin carga (en vacío). Se dimensionan según la corriente nominal (I_n) del circuito.

2.5.2.2 Aparatos de Protección

Están destinados a proteger todo o parte de un circuito, aislándolo de las líneas de alimentación cuando se presentan irregularidades (sobrecarga, sobretensión o cortocircuito).

Protección contra cortocircuito: Los *Fusibles* son conductores calibrados para el paso de determinadas cantidades de corriente, fundiéndose rápidamente en caso de cortocircuito. Los *Relés Electro-magnéticos* protegen únicamente contra cortocircuito.

Protección contra sobrecarga: Los *Relés Térmicos* están diseñados para proteger la instalación contra sobre-cargas.

Los *Relés Termomagnéticos* protegen el circuito tanto contra sobre carga como contra cortocircuito ya que poseen ambos mecanismos de protección integrados en un solo equipo.

2.5.3 Relés y Contactores.

Dada la importancia que tiene estos componentes dentro de la automatización, se ha creído conveniente incluir un apartado especial dedicado a estos dispositivos. Son los elementos eléctricos que controlan el arranque, la marcha, la parada y la inversión del movimiento los motores eléctricos y los demás actuadores, es decir son interruptores accionados a distancia por medio de un electroimán. Cuando la bobina del electroimán es alimentada, el contactor (o el relé) se cierra, estableciéndose, por intermedio de sus polos, una conexión entre la red de alimentación y el dispositivo controlado (motor, máquina, etc.). Una vez que la bobina se ve desprovista de tensión, el circuito magnético se desmagnetiza y el contactor (o el relé) se abre por efecto, generalmente, de un resorte.

Los contactores se encargan de restablecer o interrumpir la corriente que circula por la red principal, haciendo que arranquen o interrumpan la marcha los ejes de los motores eléctricos. Poseen principalmente contactos de potencia pero también pueden tener, incorporados o anexos en bloques, uno o más contactos de control, tanto normalmente abiertos como normalmente cerrados (NA o NC). Los relés están diseñados para ser elementos de control: protección, temporización, etc. y poseen solo contactos de control. La diferencia entre un relé y un contactor, se encuentra en que el contactor es un componente eléctrico concebido expresamente para ser utilizado en circuitos de potencia y capaces, por tanto, de soportar elevadas intensidades de corriente. Los relés, a pesar de que pueden trabajar también a esas tensiones, están concebidos para ser utilizados en los circuitos de control, por lo que soportan intensidades de corriente menores.

2.5.4 .Componentes del Circuito Principal o de Potencia.

Interruptores o seccionadores: Son elementos de accionamiento manual encargados de conectar o desconectar el circuito de potencia a la red principal de energía eléctrica. En general suelen montarse a la entrada de tales circuitos como el primer elemento de entre todos los que lo integran. En algunos casos estos elementos incluyen protección contra cortocircuito.

Fusibles de potencia y relés magnéticos: Son elementos que se encargan de proteger al circuito principal de corrientes en cortocircuito o sobre corrientes intensas.

Relés Térmicos: Son elementos están destinados a proteger al motor de sobre intensidades producidas por sobrecargas en el circuito de alimentación del motor, debidas a un exceso de carga sobre el mismo, a un descenso de la tensión de alimentación, o bien, al fallo de algunas de las fases de la red.

Motores Eléctricos: Los motores eléctricos que se utilizan son motores convencionales con rotor en cortocircuito y de los denominados de jaula de ardilla. Normalmente, y para estos usos, suelen arrancar en vacío, sin sobrecarga, lo cual permite que el arranque se produzca sin la más mínima dificultad.

El trabajo de estos motores en los circuitos puede ser muy variado, pero en muchas ocasiones, el motor sigue girando en vacío o sin carga. Según el tiempo que haya de transcurrir entre esos períodos de trabajo, es conveniente mantener el motor en marcha en vacío ya que de esta forma se evitan frecuentes arranques con el consiguiente ahorro en el consumo de intensidad de arranque

Los motores eléctricos poseen una placa, en donde se da información acerca de sus características. No todos los motores muestran toda la información posible que podría a parecer en una placa. En algunos casos, la información que no se muestra en una placa se puede obtener en las publicaciones del fabricante o mediante sus especificaciones por escrito para el motor. En una placa de motor puede aparecer cualquiera de los siguientes puntos:

Tipo de motor: CC (derivación, compuesto y serie) y CA (monofásico, trifásico, fase partida, arranque por capacitor, sincrónico, inducción de jaula de ardilla, inducción de de rotor devanado, etc.)

- ◆ Tamaño de armazón.
- ◆ Hermeticidad (Grado de protección).
- ◆ Número de fases.
- ◆ Salida de potencia en hp.
- ◆ Frecuencia.
- ◆ Velocidad nominal.



-
- ◆ Voltaje nominal.
 - ◆ Corriente nominal.
 - ◆ Factor de potencia (F.P.)
 - ◆ Aumento permisible de temperatura, sobre la temperatura ambiente.
 - ◆ Ciclo de trabajo.
 - ◆ Letra de clase de aislamiento de los devanados del motor.
 - ◆ Letra de clase de diseño.
 - ◆ Letra de código para corriente a rotor bloqueado.
 - ◆ Protección térmica.
 - ◆ Factor de servicio.
 - ◆ Número de identificación del fabricante.
 - ◆ Número de modelo del fabricante.

La manera más simple de arrancar un motor de jaula de ardilla es conectar el motor a la red directamente. En esos casos, el único equipo de arranque que se necesitará es un arrancador directo a línea. La intensidad de arranque es alta con este método es alta, por lo que tiene sus limitaciones. Este es, sin embargo, el método preferido a no ser que existan razones especiales para descartarlo. Si es necesaria una disminución de la intensidad de arranque de un motor debido a limitaciones de la alimentación, es posible utilizar un arranque estrella triángulo. Se plantea entonces a continuación, los datos necesarios para realizar el pedido de un motor:

- ◆ Forma constructiva según DIN 42 950.
- ◆ Tipo de protección según DIN 50 050.
- ◆ Potencia en kw.
- ◆ Tensión de servicio en voltios (y).
- ◆ Frecuencia en Hz.
- ◆ Número de revoluciones (r.p.m.).
- ◆ Tipo de arranque.
- ◆ Tipo de servicio según VDE 0530.



- ◆ Tipo de máquina a accionar (momento de inercia referido al eje del motor. Número de conexiones hora.
- ◆ Tipo de acoplamiento mecánico (condiciones especiales de carga para los rodamientos.
- ◆ Ejecución y posición de la caja de bornes. Tipo y diámetro de los cables de conexión.
- ◆ Ejecución con segundo extremo de eje o anormal, etc.
- ◆ Protección antiexplosiva (Ex), e, grupo correspondiente (G1, G2, G3).
- ◆ Temperatura ambiente en el lugar de emplazamiento, ambientes especiales de humedad, corrosión, etc., altitud sobre el nivel del mar. Contactores: estos elementos ya fueron explicados anteriormente.

2.5.5 Componentes del Circuito de control.

Fusibles de control: Aunque ya se han mencionado antes referidos a los circuitos de potencia, se vuelven a mencionar aquí porque también son empleados en los circuitos de control, pero en estos circuitos suelen ser de tamaño considerablemente más reducido debido a que la intensidad que circula por ellos es menor.

Pulsadores: Son componentes de manejo manual empleados generalmente para la conexión y desconexión o marcha y parada de los motores y otros actuadores del sistema. Para que cumplan su función es preciso pulsar con los dedos el botón que llevan incorporados en el cuerpo del mismo. Pueden llevar enclavamiento, lo que significa que una vez pulsado se mantiene en esta posición aunque desaparezca la presión de los dedos, o bien pueden carecer de enclavamiento, con lo cual para mantenerlos en posición activa es preciso mantener también la presión manual sobre el botón. En el mercado existen pulsadores con distintos tipos de botones de mando: pulsadores normales, pulsadores rasantes y pulsadores de seta, según la aplicación de los mismos.

Los pulsadores normales son salientes, de tamaño medio y se accionan fácilmente. Se montan generalmente cuando el pulsado de éstos de forma



involuntaria, no genera peligro alguno en el funcionamiento de la máquina. Los pulsadores rasantes, en cambio, se montan cuando se desee preservar al pulsador contra esos accionamientos imprevistos, ya que el botón se halla protegido por un aro exterior que hace que para ser manipulado, el operador tenga que introducir el dedo en el interior de dicho aro de forma deliberada.

Con los pulsadores tipo seta lo que se busca es precisamente el efecto contrario, pueden ser accionados por el operador hasta con la mano extendida, revestida de guantes. Se utilizan generalmente en casos de emergencia o parada rápida de la máquina o mecanismo.

Interruptores de Posición: Son elementos de accionamiento mecánico a través de mecanismos tales como carros deslizantes, correderas, vástagos de cilindros, etc. Su misión principal consiste en detectar la posición de algún miembro móvil del sistema, y enviar esta señal al circuito eléctrico para que éste, a su vez, propicie el siguiente movimiento o fase del ciclo de trabajo de la máquina, o bien llegue a parar la máquina.

Conmutadores o selectores de circuito: Son componentes que permiten seleccionar dentro del circuito una o varias líneas posibles con el objeto de que puedan desarrollarse distintas funciones, según la posición de los contactos. Un conmutador eléctrico de tres posiciones, por ejemplo, podría a su vez gobernar el estado de reposo, de avance o retroceso del vástago del cilindro, dejando de alimentar a las bobinas, o bien alimentando una u otra.

Bobinas de contactores y relés: Las bobinas electromagnéticas son las que producen la fuerza necesaria en contactores y relés, para desplazar, mediante el campo magnético creado, los núcleos que accionan los contactos eléctricos. Puede decirse que en Un circuito cualquiera, todo el circuito de control se diseña para alimentar de tensión eléctrica o para dejar de alimentarlas en el momento adecuado

Componentes de Señalización: Para señalar el estado de un circuito, la ejecución de una determinada secuencia, o bien para emitir una señal de emergencia.

2.5.6 Salida a Motor.

2.5.6.1 Asociación de Aparatos.

Las cuatro funciones que debe cumplir una salida a motor son:

1. Seccionamiento.
2. Protección contra cortocircuito.
3. Protección contra sobre carga.
4. Conmutación.

Éstas deben ser aseguradas de tal manera que en el o los aparatos a asociar se tengan en cuenta la potencia del receptor a comandar, la coordinación de protecciones (en caso de cortocircuito) y la categoría de empleo.

2.5.6.2 Coordinación de Protecciones

La coordinación de las protecciones es el arte de asociar un dispositivo de protección contra cortocircuitos, con un contactor y un dispositivo de protección contra sobrecarga. Tiene por objetivo interrumpir a tiempo y sin peligro para las personas e instalaciones una corriente de sobrecarga (1 a 10 veces la I_n del motor) o una corriente de cortocircuito. Tres tipos de coordinación son definidos por la norma IEC 947, dependiendo del grado de deterioro para los aparatos después de un cortocircuito. Las diferentes coordinaciones se establecen para una tensión nominal dada y una corriente de cortocircuito I_q , elegida por cada fabricante.

Coordinación tipo 1: En condición de cortocircuito, el material no debe causar daños a personas e instalaciones. No debe existir proyección de materiales encendidos fuera del arrancador.

Son aceptados daños en el contactor y el relé de sobrecarga; el arrancador puede quedar inoperativo. El relé de cortocircuito del interruptor deberá ser reseteado o, en caso de protección por fusibles, todos ellos deberán ser reemplazados.

Coordinación tipo 2: En condición de cortocircuito el material no deberá ocasionar daños a las personas e instalaciones. No debe existir proyección de materiales encendidos fuera del arrancador.

El relé de sobrecarga no deberá sufrir ningún daño. Los contactos del contactor podrán sufrir alguna pequeña soldadura fácilmente separable, en cuyo caso no se reemplazan componentes, salvo fusibles. El reseteado del interruptor o cambio de fusibles es similar al caso anterior.

Coordinación total: En condición de cortocircuito, el material no debe causar daños a las personas e instalaciones. No debe existir proyección de materiales encendidos fuera del arrancador.

Según la norma JEC 947-6-2, en caso de cortocircuito ningún daño ni riesgo de soldadura es aceptado sobre todos los aparatos que componen la salida. Esta norma valida el concepto de “continuidad de servicio”, minimizando los tiempos de mantenimiento.

2.6 Componentes involucrados en el sistema.

2.6.1 Autómatas Programables

2.6.1.1 Definición

Se entiende por Controlador Lógico Programable (PLC) o Autómata Programable, a toda máquina electrónica, diseñada para controlar en tiempo real y en medio industrial procesos secuenciales. Su manejo y programación puede ser realizada por personal eléctrico o electrónico sin conocimientos de informáticos. Realiza funciones lógicas: series, paralelos, temporizaciones, contajes y otras más potentes como cálculos, regulaciones, etc.

También se le puede definir como una "caja negra" en la que existe unos terminales de entrada a los que se conectarán pulsadores, finales de carrera, fotocélulas, detectores, etc; unos terminales de salida a los que se conectarán bobinas de contactores, electroválvulas, lámparas..., de tal forma que la activación de estos

últimos esta en función de las señales de entrada que estén activadas en cada momento, según el programa almacenado.

Esto quiere decir que los elementos tradicionales como relés auxiliares, relés de enclavamiento, temporizadores, contadores..., son internos. La tarea del usuario se reduce a realizar el "programa", que no es más que la relación entre señales de entrada que se tienen que cumplir para activar cada salida.

2.6.1.2 Campos de aplicación

El PLC por sus especiales características de diseño tiene un campo de aplicación muy extenso. La constante evolución del hardware y software amplía continuamente este campo para poder satisfacer las necesidades que se detectan en el espectro de sus posibilidades reales.

Su utilización se da fundamentalmente en aquellas instalaciones en donde es necesario realizar procesos de maniobra, control, señalización, etc., por lo tanto, su aplicación abarca desde procesos de fabricación industrial de cualquier tipo hasta transformaciones industriales, control de instalaciones, etc.

Sus reducidas dimensiones, la extremada facilidad de su montaje, la posibilidad de almacenar los programas para su posterior y rápida utilización, la modificación o alteración de los mismos, etc., hace que su eficacia se aprecie fundamentalmente en procesos en que se producen necesidades tales como:

- ◆ Espacio reducido
- ◆ Procesos de producción periódicamente cambiantes.
- ◆ Procesos secuenciales.
- ◆ Maquinaria de procesos variables.
- ◆ Instalaciones de procesos complejos y amplios.
- ◆ Chequeo de programación centralizada de las partes del proceso.

Algunos ejemplos de aplicaciones generales podrían ser los siguientes:

a. Maniobra de máquinas:

- ◆ Maquinaria industrial del mueble y madera.



- ◆ Maquinaria en procesos de grava, arena y cemento.
- ◆ Maquinaria en la industria del plástico.
- ◆ Maquinas-herramientas complejas.
- ◆ Maquinaria en procesos textiles y de confección.
- ◆ Maquinaria de ensamblaje.
- ◆ Maquinas de transferencia.

b. Maniobra de instalaciones:

- ◆ Instalaciones de aire acondicionado, calefacción, etc.
- ◆ Instalaciones de seguridad.
- ◆ Instalaciones de frío industrial.
- ◆ Instalaciones de almacenamiento y traslado de cereales.
- ◆ Instalaciones de plantas embotelladoras.
- ◆ Instalaciones de la industria de automatización.
- ◆ Instalaciones de tratamientos térmicos.
- ◆ Instalaciones de plantas depuradoras de residuos.
- ◆ Instalaciones de cerámica.

c. Señalización de control

- ◆ Chequeo de programas.
- ◆ Señalización del estado de procesos.

2.6.1.4 Ventajas e inconvenientes del PLC

No todos los Autómatas ofrecen las mismas ventajas sobre la lógica cableada, ello es debido, principalmente, a la variedad de modelos existentes en el mercado y a las innovaciones técnicas que surgen constantemente. Tales consideraciones nos obligan a referirnos a las ventajas que proporciona un Autómata de tipo medio.

2.6.1.4.1 Ventajas del PLC

Las consideraciones favorables que presenta un PLC son las siguientes:



1. Menor tiempo empleado en la elaboración de proyectos debido a que:
 - ◆ No es necesario dibujar el esquema de contactos.
 - ◆ No es necesario simplificar las ecuaciones lógicas, ya que, por lo general, la capacidad de almacenamiento del módulo de memoria es lo suficientemente grande.
 - ◆ La lista de materiales queda sensiblemente reducida, y al elaborar el presupuesto correspondiente eliminaremos parte del problema que supone el contar con diferentes proveedores, distintos plazos de entrega, etc.
2. Posibilidad de introducir modificaciones sin cambiar el cableado ni añadir aparatos.
3. Mínimo espacio de ocupación.
4. Menor costo de mano de obra de la instalación.
5. Economía de mantenimiento. Además de aumentar la fiabilidad del sistema, al eliminar contactos móviles, los mismos Automatas pueden detectar e indicar averías.
6. Posibilidad de gobernar varias máquinas con un mismo Automata.
7. Menor tiempo para la puesta en funcionamiento del proceso al quedar reducido el tiempo de cableado.
8. Si por alguna razón la máquina queda fuera de servicio, el Automata sigue siendo útil para otra máquina o sistema de producción.

2.6.1.4.2 Inconveniente del PLC

Como inconveniente podríamos hablar, en primer lugar, existe la necesidad de usar un programador, lo que obliga a adiestrar a uno de los técnicos en tal sentido.

Otro factor importante, como el costo inicial, puede o no ser un inconveniente según las características del automatismo en cuestión. Dado que el PLC cubre ventajosamente un amplio espacio entre la lógica cableada y el microprocesador, es preciso que el proyectista lo conozca tanto en su amplitud como en sus limitaciones. Por tanto, aunque el costo inicial debe ser tenido en cuenta a la hora de decidimos por



uno u otro sistema, conviene analizar todos los demás factores para asegurarnos una decisión acertada.

2.6.2 Neumática.

La neumática es la ciencia que trata las propiedades del aire comprimido. Dos de sus principales propiedades son:

1. La presión ejercida en un gas (aire) se transmite con igual intensidad en todas las direcciones.
2. Un gas puede ser comprimido dentro de un recipiente cerrado, de forma que su presión aumente y posiblemente también su temperatura.

La mecanización neumática es la mecanización que se realiza usando las propiedades del aire comprimido, cuyas aplicaciones son, entre:

- ◆ Movimientos rectilíneos con cilindros de aire comprimido.
- ◆ El accionamiento de herramientas manuales giratorias, tales como taladradoras o pulimentadoras.

2.6.2.1 Ventajas y desventajas del aire comprimido.

- ◆ Todas las aplicaciones neumáticas presentes en una industria pueden ser alimentadas desde compresores situados en un puesto central.
- ◆ El depósito del compresor es un acumulador de aire comprimido, por lo que la capacidad del compresor no necesita ser igual al máximo solo es suficiente que sea igual al promedio del consumo de aire comprimido más una cierta capacidad de reserva. En la electricidad, se usa un generador extra para poder abastecer un caudal extra excesivamente grande.
- ◆ El sistema de tuberías de una instalación neumática es simple, aunque no tan simple como en una eléctrica.
- ◆ No existen tuberías de retorno para el aire de escape, ya que éste se hace directamente a la atmósfera.



- ◆ El transporte de aire comprimido a través de las tuberías es seguro y presenta menos riesgos que la conducción de energía eléctrica.
- ◆ En riesgo de explosión o incendio se prefiere el aire comprimido a la electricidad, pues con aquel no existe la posibilidad de que se produzca un accidente debido al deterioro mecánico de la tubería.
- ◆ El aire comprimido es más seguro que la energía eléctrica.
- ◆ Las fugas en las tuberías neumáticas causan un gasto importante de aire, pero la máquina sigue trabajando y aunque debe resolverse, el proceso productivo puede continuar.

2.6.2.2 Estructura de los sistemas neumáticos.

Mediante el siguiente esquema se puede abarcar lo esencial de un sistema neumático.

Una vez conocido cuales son los elementos que se van a usar, se procede a elaborar un esquema de conexiones en el cual se tiene que especificar los elementos de la estructura del sistema neumático [14]:

1. Elementos de trabajo.
2. Elemento de mando.
3. Elemento de procesamiento.
4. Elemento de entrada.
5. Elementos de alimentación.

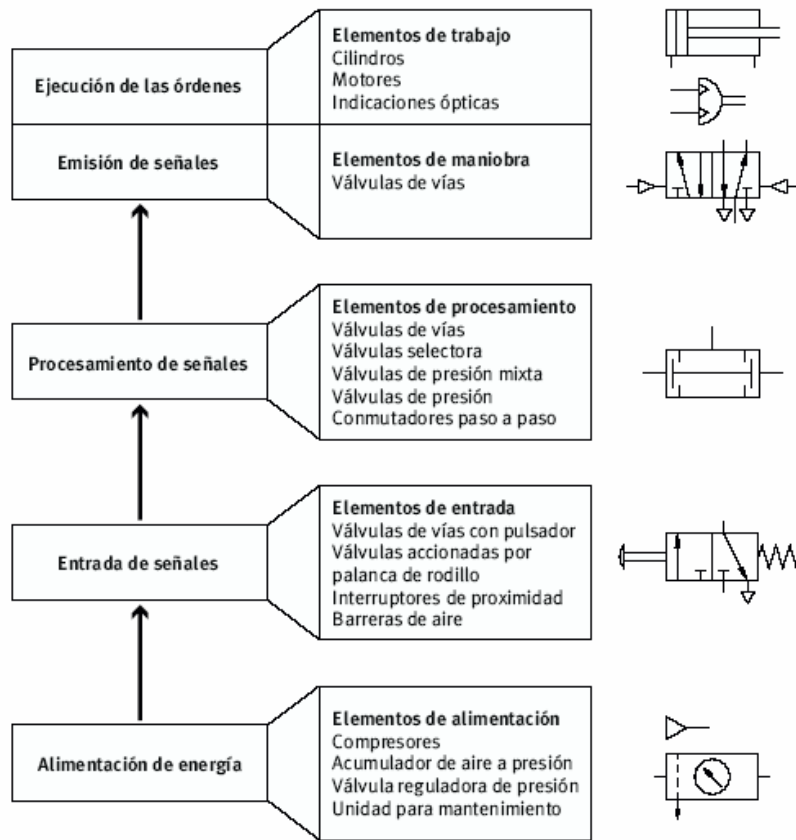


Figura 2.8 estructura de un sistema neumático

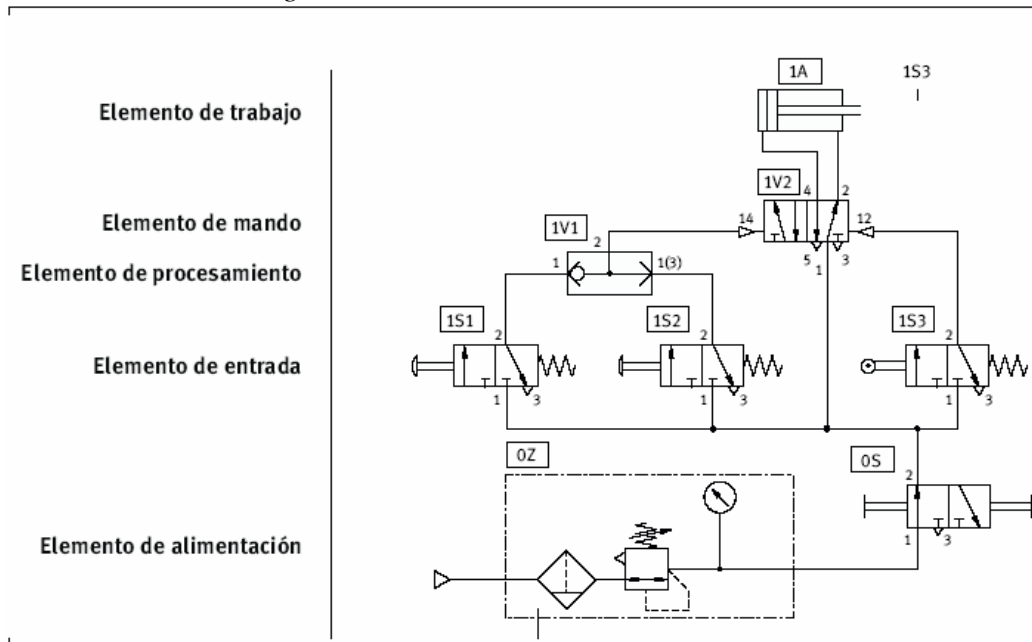


Figura.2.9 esquema de conexiones del sistema

2.6.3 Variador de frecuencia o de velocidad.

El comando y protección electrónica de motores provee un desempeño mayor que las soluciones tradicionales electromecánicas.

Cuando la necesidad sea arrancar un motor, la opción será elegir entre los métodos tradicionales electromecánicos de arranque (directo o a tensión reducida como estrella-triángulo o auto-transformador para motores jaula, o con resistencias rotóricas para motores de rotor bobinado, entre otros) o un arrancador electrónico progresivo.

Si las necesidades de la aplicación son de variar velocidad y controlar el par, las opciones son utilizar alguna solución mecánica, un motor especial (de corriente continua, servo, etc.), ó un motor asincrónico jaula de ardilla con variador de frecuencia.

Los variadores de velocidad son dispositivos electrónicos que permiten variar la velocidad y la cupla de los motores asincrónicos trifásicos, convirtiendo las magnitudes fijas de frecuencia y tensión de red en magnitudes variables.

Se utilizan estos equipos cuando las necesidades de la aplicación sean:

- ◆ Dominio de par y la velocidad
- ◆ Regulación sin golpes mecánicos
- ◆ Movimientos complejos
- ◆ Mecánica delicada

Los variadores de velocidad están preparados para trabajar con motores trifásicos asincrónicos de rotor jaula. La tensión de alimentación del motor no podrá ser mayor que la tensión de red. A tensión y frecuencia de placa del motor se comporta de acuerdo al gráfico de la figura 2.10

El dimensionamiento del motor debe ser tal que la cupla resistente de la carga no supere la cupla nominal del motor, y que la diferencia entre una y otra provea la cupla acelerante y desacelerante suficiente para cumplir los tiempos de arranque y parada.

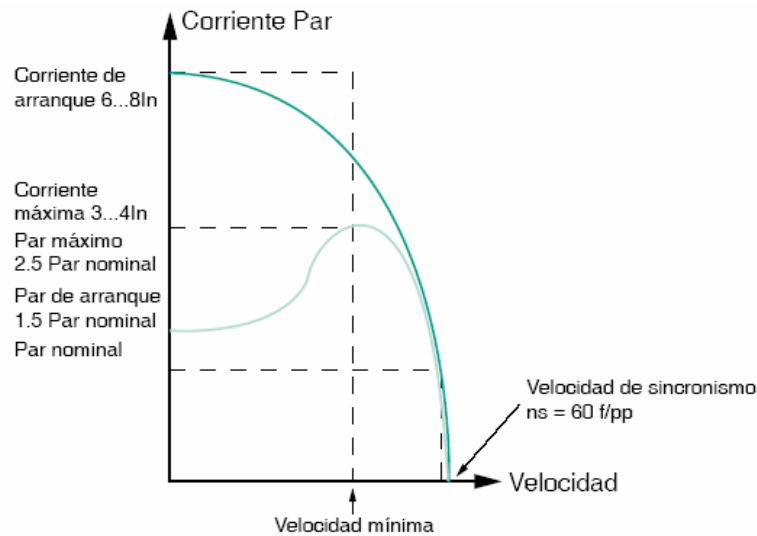


Figura 2.10 Corriente-Par versus Velocidad

Los variadores de velocidad rectifican la tensión alterna de red (monofásica o trifásica), y por medio de seis transistores trabajando en modulación de ancho de pulso generan una corriente trifásica de frecuencia y tensión variable. Un transistor más, llamado de frenado, permite direccionar la energía que devuelve el motor (durante el frenado regenerativo) hacia una resistencia exterior.

La estrategia de disparo de los transistores del ondulator es realizada por un microprocesador que, para lograr el máximo desempeño del motor dentro de todo el rango de velocidad, utiliza un algoritmo de control vectorial de flujo. Este algoritmo por medio del conocimiento de los parámetros del motor y las variables de funcionamiento (tensión, corriente, frecuencia, etc.), realiza un control preciso del flujo magnético en el motor manteniéndolo constante independientemente de la frecuencia de trabajo. Al ser el flujo constante, el par provisto por el motor también lo será.

En el gráfico se observa que desde 1Hz hasta los 50 Hz el par nominal del motor está disponible para uso permanente, el 170% del par nominal está disponible durante 60 segundos y el 200% del par nominal está disponible durante 0,2 seg.

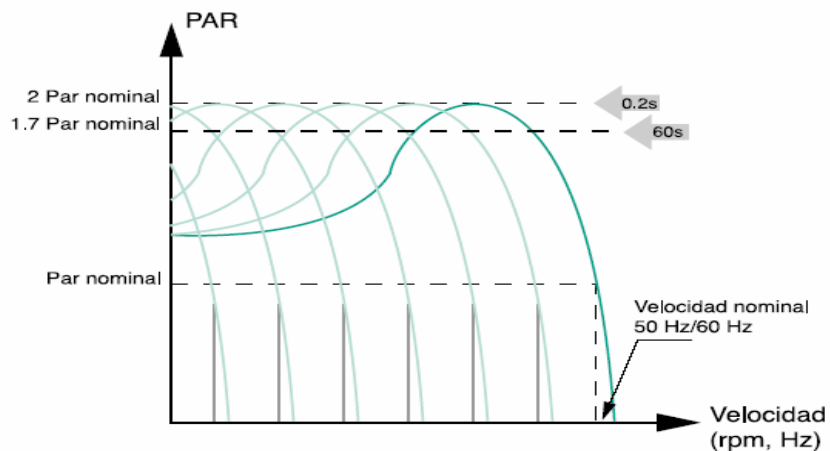


Figura 2.11. Par versus Velocidad

2.6.3.1 Selección de un variador de velocidad

Para definir el equipo más adecuado para resolver una aplicación de variación de velocidad, deben tenerse en cuenta los siguientes aspectos:

- ◆ Tipo de carga: Par constante, par variable, potencia constante, cargas por impulsos.
- ◆ Tipo de motor: De inducción rotor jaula de ardilla o bobinado, corriente y potencia nominal, factor de servicio, rango de voltaje.
- ◆ Rangos de funcionamiento: Velocidades máximas y mínimas. Verificar necesidad de ventilación forzada del motor.
- ◆ Par en el arranque: Verificar que no supere los permitidos por el variador. Si supera el 170% del par nominal es conveniente sobredimensionar al variador.
- ◆ Frenado regenerativo: Cargas de gran inercia, ciclos rápidos y movimientos verticales requieren de resistencia de frenado exterior.
- ◆ Condiciones ambientales: Temperatura ambiente, humedad, altura, tipo de gabinete y ventilación.
- ◆ Aplicación mono o multimotor: Prever protección térmica individual para cada motor. La suma de las potencias de todos los motores será la nominal del variador.



-
- ◆ Consideraciones de la red: Micro-interrupciones, fluctuaciones de tensión, armónicas, factor de potencia, corriente de línea disponible, transformadores de aislamiento.
 - ◆ Consideraciones de la aplicación: Protección del motor por sobre temperatura y/o sobrecarga, contactor de aislamiento, bypass, re-arranque automático, control automático de la velocidad.
 - ◆ Aplicaciones especiales: Compatibilidad electromagnética, ruido audible del motor, bombeo, ventiladores y sopladores, izaje, motores en paralelo, etc.

CAPÍTULO III **MARCO METODOLÓGICO**

3.1 Formulación del Problema

La empresa CODIBAR SERVICIOS C.A. realiza rebobinado de rollos de etiquetas y papel en cores con las siguientes dimensiones: 0,75 pulgadas, 1 pulgada, 3 pulgadas, éste proceso en la actualidad se realiza de manera manual. La empresa desea sustituir ésta técnica engorrosa para poder eliminar la pérdida de tiempo en la producción y a su vez mejorar la calidad del producto final.

3.2 Análisis y Restricciones Del Problema

Para solventar el problema en específico que presenta la empresa y poder realizar un proceso de rebobinado mucho más viable, se necesitan fijar ciertos parámetros o restricciones preliminares que deberán ser tomados en cuenta para conseguir la solución más óptima. Siempre manteniendo las siguientes restricciones:

- ◆ Reduzca el rebobinado de cores de 3” a cores de 1” y 0,75”.
- ◆ Sea capaz de contar etiquetas y papel.
- ◆ Sea capaz de cortar etiquetas y papel.
- ◆ Sea ergonómico y de sencillo funcionamiento.
- ◆ Su diseño admita trabajar simultáneamente con 2 bobinas de papel, una maestra de 18” de diámetro y un peso de 18 kilogramos.
- ◆ Su operación requiera un solo operario.
- ◆ El costo para la construcción de la solución obtenida debe ser bajo y con la mayor cantidad de componentes y materiales disponibles en el mercado nacional.

Las funciones básicas necesarias que debe cumplir la máquina a diseñar son:

1. ***Sujeción de core:*** se refiere al mecanismo mediante el cual mantendremos fijo el core a los brazos de rebobinado.

2. **Corte:** esta función se refiere a como se debe realizar el corte longitudinal del papel o de las etiquetas durante el proceso de rebobinado.
3. **Transmisión de potencia:** indica las distintas posibilidades de traspaso de potencia desde el motor hacia el brazo rebobinador principal.
4. **Tensión:** lo que se consideró en ésta función es evaluar como mantener un grado de tensión en el web que permita realizar un corte limpio y a su vez uniformidad en el rebobinado.

3.3 Tormenta De Ideas ó Brainstorming

Una vez descrito el problema y determinadas las características y limitaciones que el sistema a diseñar debe tener, se procede a la concepción del mismo. Es decir, a generar la mayor cantidad de alternativas posibles de solución para el sistema. Esta es la fase de diseño más creativa porque, en general, se tiene una libertad de acción apreciable y el objetivo es generar suficientes posibles soluciones que nos lleven a conseguir una solución óptima.

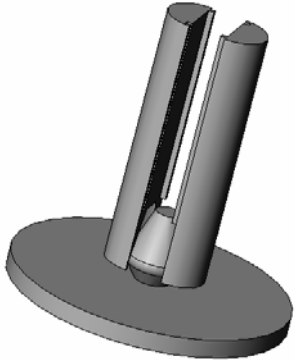
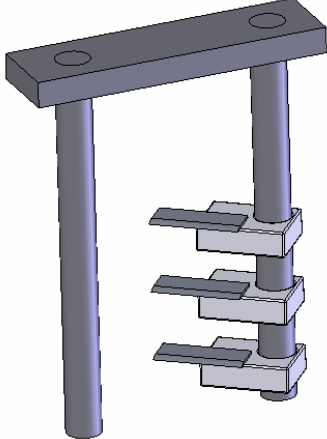
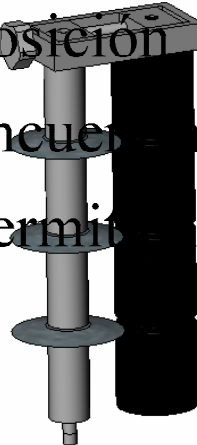
Esta etapa se dividió en 2 fases:

1. **Generar soluciones para satisfacer las funciones:** para cada característica o función, mencionar los medios por lo cual podría realizarse. Ésta debe incluir nuevas ideas, así como componentes o soluciones secundarias existentes y conocidas.
2. **Generar propuestas para la configuración final:** el objetivo de esta fase es elaborar el diseño preliminar de bocetos o propuestas que permitan realizar las funciones anteriormente mencionadas, independientemente del tipo de solución secundaria adoptada para cada una de ellas. En nuestro caso ya han sido seleccionados los modos en que las funciones van a ser realizadas, aquí se define la composición, mecanismos y formas de cada una de las propuestas.

3.3.1 Propuestas para satisfacer las Funciones:

<i>Propuestas</i>	<i>Descripción</i>	<i>Boceto</i>
<p>Sujetador de Core Neumatico</p>	<p>El sujetador de core neumático se compone básicamente de un elemento elástico o de goma que por medio de aire ejerce presión sobre el core mediante unas chavetas que salen del mismo, logrando un agarre fijo del sujetador contra el core</p>	
<p>Sujetador De Core Mandril</p>	<p>El funcionamiento básico de este sujetador de core es similar al de un mandril. Un tornillo central al ser girado en un sentido realiza la apertura de unas chavetas que harán presión sobre el core; al hacer girar el tornillo en sentido contrario éste se contrae y libera al core. Su maniobra es netamente mecánica.</p>	



	<p><i>Propuestas</i></p>	
	<p>Sujetador de Core Plástico Resorte</p>	
		

Descripción

de operar como el anterior. La

presenta debido a un

hace de

**Sujetador
de Core
Plástico
Resorte**

mo; éste

de la car

ite y

liberación del core y

posterior al final de

encuentra ligeramen

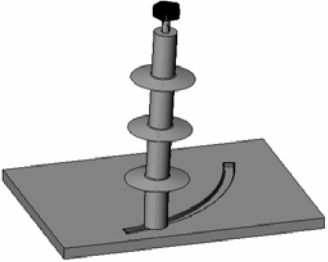


permitiendo así presión

Con este dispositivo m

corte será realizado

conjunto de hojillas,



	<p><i>Propuestas</i></p>	<p><i>Descripción</i></p>  <p>Este dispositivo es muy similar al que en el capítulo anterior posee el mismo nombre. Este dispositivo contiene a las mismas partes que la combinación con los sellos de la diferencia. Se adjudica el premio a quien ejerce presión sobre el cilindro mediante el deslizador. El movimiento del cilindro sobre un camión en el tope de la combinación. El movimiento es posible gracias al tornillo ubicado en la parte superior que libera al cilindro.</p>
	<p>Corte con 1 rodillo ajustable</p>	
		

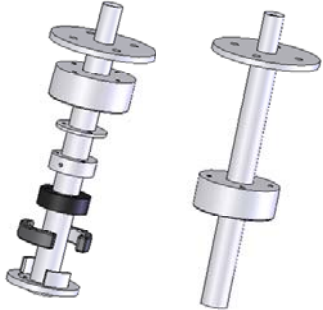
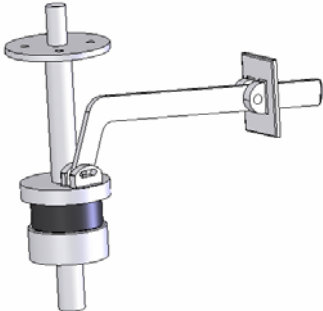
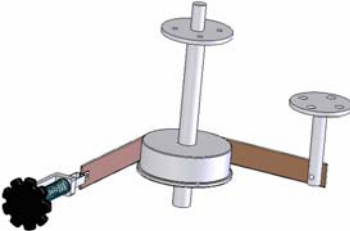
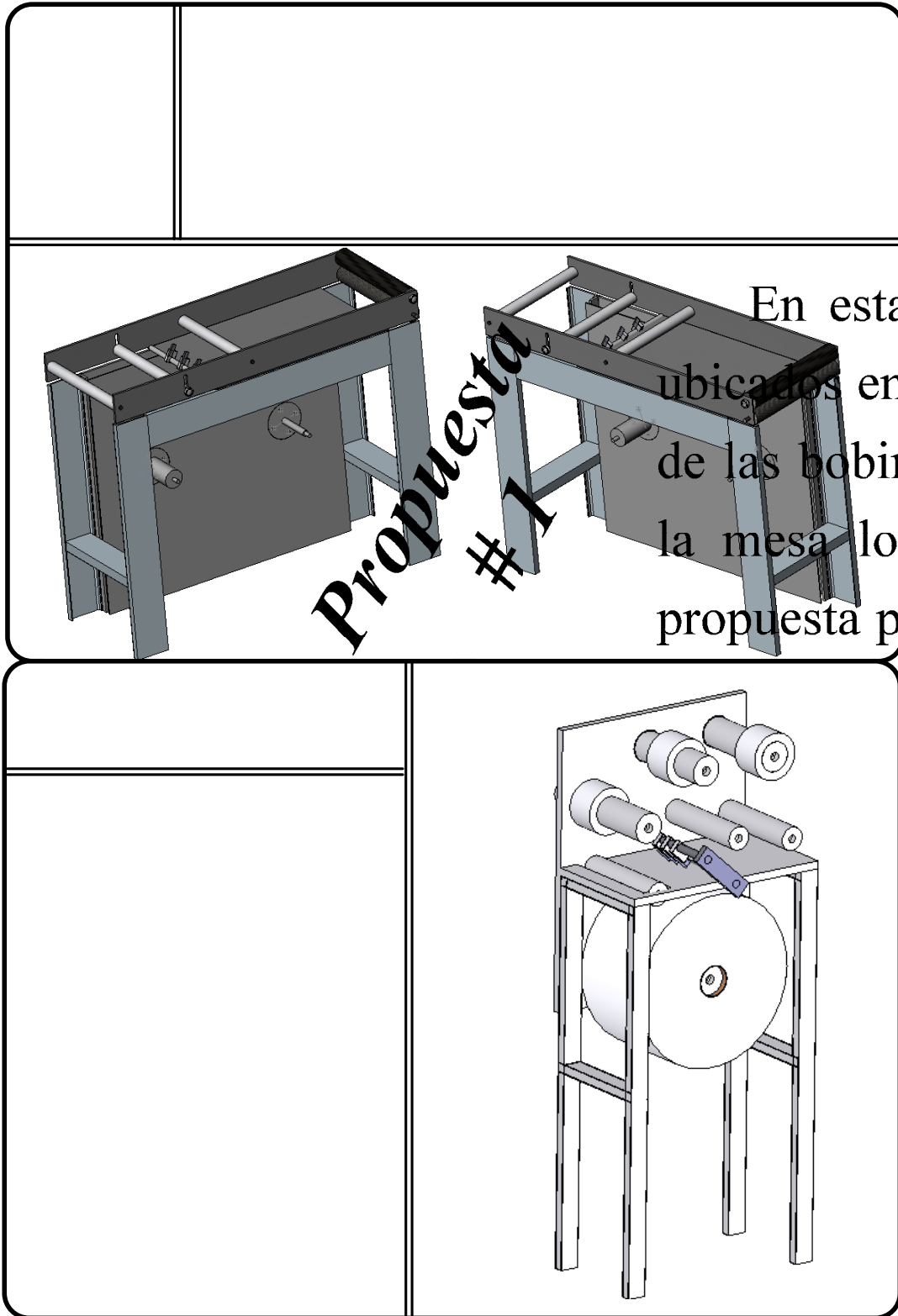
<i>Propuestas</i>	<i>Descripción</i>	<i>Boceto</i>
<p>Tensión por zapata neumática</p>	<p>El modo de empleo, como su nombre lo dice, es por medio de unas zapatas que son accionadas neumáticamente y hacen presión contra las paredes de un tambor; es un mecanismo muy parecido a los frenos de tambor en los vehículos.</p>	
<p>Tensión por disco</p>	<p>Este mecanismo es completamente diferente al anterior: dispone de un tambor que contiene un disco en el fondo, a su vez en la parte superior se encuentra otro disco en donde al entrar en contacto hacen fricción y ocurre la acción de frenado que genera la tensión; este mecanismo se acciona gracias a una palanca que posee varias posiciones para mantener un frenado estable.</p>	
<p>Tensión por cuero</p>	<p>En esta propuesta se considera un conjunto que permite realizar tensión mediante una fuerza de fricción logrado por la acción de tensionar un cuero contra un disco a través de una perilla. El giro de la perilla permite tanto liberar como ajustar la tensión, es un mecanismo bien sencillo</p>	

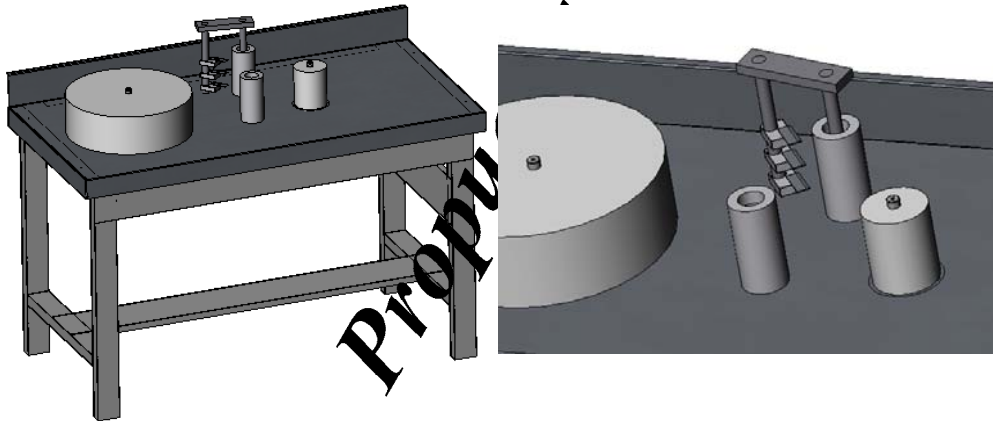
Figura 3.1 Propuestas de las Funciones

3.3.2 Propuestas de las configuraciones finales



En esta propuesta
 ubicados en la parte inferior
 de las bobinas. El propósito
 de la mesa es lo que facilita
 la propuesta presenta un
 papel

Esta propuesta dispone todos los mecanismos en el tope superior de la mesa, en la parte inferior se encuentra los elementos que no son necesarios que sean visibles lo que lo hace es una configuración practica y sencilla. El operario tiene un buen control del proceso en todo momento. Es mas grande que las configuraciones anteriores.



Esta disposicion es muy semejante a la anterior, aunque presenta mas espacio en la parte superior para la inspeccion de las etiquetas. Es mas compleja debido a un mecanismo de doblez que permite pasar las etiquetas desde la parte inferior hacia la parte superior, pero esencialmente se controla todo el proceso desde arriba.

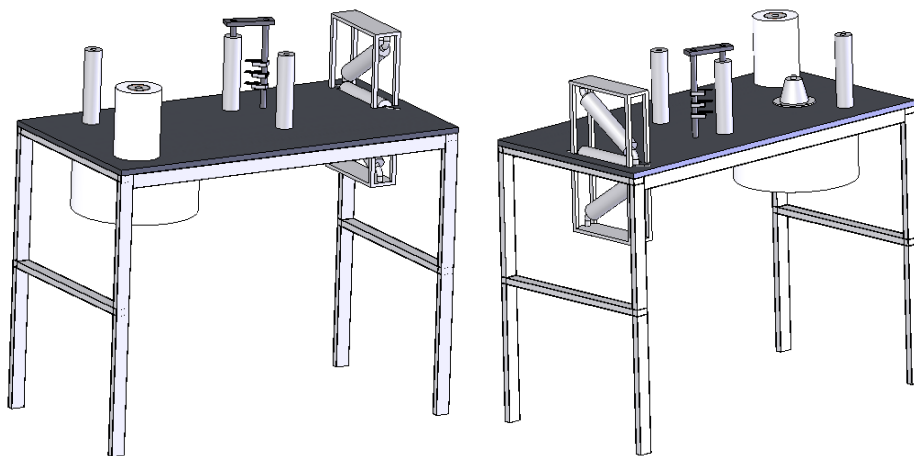


Figura 3.2 Propuestas Finales

3.4 Análisis Morfológico del Rebobinador

En este análisis se denotarán todos los parámetros a ser considerados para realizar la evaluación de cada una de las propuestas.

Previamente cada uno de los parámetros ha sido valorado y priorizado. Se estableció unos parámetros de rendimiento o calificaciones de utilidad para cada uno de los criterios o parámetros de evaluación mediante una escala sencilla de puntos, la escala utilizada es la siguiente:

<i>ESCALA</i>	<i>SIGNIFICADO</i>
1	Inadecuada
2	Débil
3	Satisfactoria
4	Buena
5	Excelente

Tabla 3.1 Escala de evaluación

Esta escala de valores se utiliza para realizar la evaluación tanto de las **soluciones para satisfacer las funciones** como para **las propuestas para la configuración final**.

A continuación se realiza la multiplicación de la valorización de cada uno de los criterios con el valor asignado a cada una de las soluciones; el total será la sumatoria de los valores obtenidos en cada operación. (ver figura 3.3)

Con las soluciones ganadoras para satisfacer las funciones, en conjunto con la propuesta ganadora para la configuración final se conforma el **“Diseño Final”**.

PARAMETROS	Parametro 1	Parametro 2	TOTAL
PROPUESTA	5	3	
P1	4	2	26
	20	6	

Ponderación del parámetro (arrow pointing to the '3' in the first row, third column)
 S 20 + 6 (arrow pointing to the '26' in the second row, fourth column)
 Total de la multiplicación 3 X 2 (arrow pointing to the '6' in the third row, third column)
 Valor asignado a la propuesta (arrow pointing to the '2' in the second row, third column)

Figura 3.3 Método de evaluación

3.4.1 Criterios o parámetros de evaluación

- Funcionalidad:** Se dice de todo aquello en cuyo diseño u organización se ha atendido, sobre todo, a la facilidad, utilidad, operabilidad y comodidad de su empleo. Se consideraran:
 - ◆ Cambio de dispositivos de core.
 - ◆ Montaje y desmontaje de bobinas.
 - ◆ Operación de la máquina.
 - ◆ Tensión de papel y etiquetas.
- Ergonomía:** se refiere a la capacidad de adaptación y facilitación del mecanismo con el proceso de trabajo del hombre. Se tomaran en cuenta aspectos como accesibilidad de los controles de mando, comodidad en la postura del operario.
- Factibilidad de Fabricación:** Lo que se consideró en este aspecto es la cantidad de procesos a realizar, tiempo, materiales, número de piezas, las herramientas a usar para el ensamblaje y la dificultad con que se tendría que

afrontar para la fabricación del mismo sin dejar atrás la calidad que se solicitará en cada elemento.

4. **Mantenimiento:** Este punto está relacionado con los costos, frecuencia y facilidad del mantenimiento, ya sea preventivo o correctivo.

Se analizan costos para el mantenimiento preventivo de aquellos cambios de componentes o piezas para reducir la probabilidad de averías. El costo de mantenimiento correctivo se analiza cuando la avería ya se ha producido, aquí se toma en cuenta el número posible de piezas a ser reparadas o sustituidas.

La frecuencia del mantenimiento se refiere a cada cuánto tiempo se debe realizar la manutención del sistema y la facilidad del mantenimiento se refiere a la accesibilidad a los diferentes dispositivos a ser mantenidos minimizando así el tiempo destinado para esta actividad.

5. **Costo de construcción:** Es relativo al proceso de construcción, ensamblaje e instalación, contemplando el costo de componentes, equipos mecánicos, piezas y mano de obra.
6. **Dimensiones:** el espacio ocupado y el tamaño del dispositivo no deberán interrumpir el desenvolvimiento de otras actividades.
7. **Confiabilidad (ciclo de vida técnico):** Se puede definir como la capacidad de un producto de realizar su función de la manera prevista sin incidentes por un período de tiempo especificado y bajo condiciones indicadas. Consideraremos la precisión en el conteo de etiquetas, uniformidad de rebobinado y exactitud en el corte y estabilidad.
8. **Repuestos y componentes:** Este punto está relacionado con la facilidad de obtener un sistema lo suficientemente simple de manera que se pueda diseñar utilizando mecanismos estándar y disponibles en el mercado nacional.
9. **Seguridad:** se consideraran todas aquellas medidas pertinentes para asegurar tanto el resguardo del operario como la máquina.
10. **Ciclo de vida estético:** tiempo durante el cual el usuario encuentra atractivo el producto. Se tomarán en cuenta las opiniones de los representantes de la compañía.

3.4.2 Matriz Morfológica

		PARAMETROS										
		Funcionalidad	Ergonomía	Factibilidad de Fabricación	Mantenimiento	Costo de construcción	Dimensiones	Confiabilidad	Repuestos y componentes	Seguridad	Ciclo de vida del producto	
PARTES	TIPO	5	3	3	3	3	2	4	3	4	2	
SUJECION DE CORES	Neumatico	5	5	3	3	2	-	5	2	5	5	120
		25	15	9	9	6	-	20	6	20	10	
	Mandrill	4	4	2	2	3	-	4	3	4	4	102
		20	12	6	6	9	-	16	9	16	8	
	Plat-resorte	2	2	5	4	5	-	2	4	2	2	90
		10	6	15	12	15	-	8	12	8	4	
CORTE	Hojillas	5	-	4	5	3	2	4	5	4	3	118
		25	-	12	15	9	4	16	15	16	6	
	2 rodillos	3	-	3	3	2	4	4	3	4	5	98
		15	-	9	9	6	8	16	9	16	10	
	Rodillo ajust.	2	-	4	4	3	3	3	3	4	4	94
		10	-	12	12	9	6	12	9	16	8	
TRANSMISION DE POTENCIA	Banda	5	-	5	5	5	5	3	4	-	3	110
		25	-	15	15	15	10	12	12	-	6	
	Engranaje	5	-	3	4	3	3	5	3	-	5	100
		25	-	9	12	9	6	20	9	-	10	
TENSION	Zapata neu	5	5	3	4	3	3	5	2	-	5	112
		25	15	9	12	9	6	20	6	-	10	
	Cuero	5	5	5	5	5	4	3	5	-	3	126
		25	15	15	15	15	8	12	15	-	6	
	Disco	5	5	4	3	4	5	4	3	-	3	114
		25	15	12	9	12	10	16	9	-	6	

Tabla 3.2 Matriz Morfológica de funciones

PARAMETROS	Funcionalidad	Ergonomía	Factibilidad de Fabricación	Mantenimiento	Costo de construcción	Dimensiones	Confiabilidad	Repuestos y componentes	Seguridad	Ciclo de vida del producto	
PROPUESTA	5	3	3	3	3	2	4	3	4	2	
P1	4	2	3	4	3	2	5	4	5	4	
	20	6	9	12	9	4	20	12	20	8	
P2	4	3	4	3	4	5	3	4	4	5	
	20	9	12	9	12	10	12	12	16	10	
P3	5	4	5	4	4	3	4	5	4	5	
	25	12	15	12	12	6	16	15	16	10	
P4	3	4	3	3	2	3	3	3	3	4	
	15	12	9	9	6	6	12	9	12	8	
											120
											122
											139
											98

Tabla 3.3 Matriz Morfológica de propuestas

3.5 Descripción De La Solución

El sistema que obtuvo la evaluación más favorable es la N° 3, basado en el análisis tanto de las 4 propuestas como las funciones que son necesarias para así lograr cumplir de una forma satisfactoria con los criterios y especificaciones que permitieron obtener la mejor propuesta.

De manera explicativa se dará a conocer con más detalle el funcionamiento tentativo de la Propuesta N° 3.

La Rebobinadota de Papel tendrá 4 funciones esenciales:

- ◆ Mantener la sujeción de cores en todo momento que sea requerido.
- ◆ Realizar el corte preciso de las etiquetas.
- ◆ Permitir la transmisión de potencia.

- ◆ Tener un mecanismo que permita mantener la tensión del papel a lo largo del proceso.

Para realizar la sujeción de los cores ya sea de 0.75", 1" o 3" de diámetro, se diseñarán unos cilindros que dispondrán unas chavetas donde mediante un accionamiento neumático permitirán realizar el agarra del core; estos cilindros se encuentran acoplados a unos ejes que son los que permiten la transmisión del movimiento giratorio. El eje donde ocurre el debobinado, el que posee la bobina maestra de papel, en su parte inferior posee el sistema de frenado o de tensión de papel mediante una tira de cuero que ejerce presión sobre una maza creando así una fuerza de fricción que se opone al movimiento general del proceso; por el otro lado se encuentra un eje distinto que al igual a su semejante se acopla con un sujetador de core donde se enrolla o se rebobina la bobina de papel o de etiquetas que se desea conseguir, en su parte inferior aloja la polea que permitirá realizar la transmisión de potencia proveniente de un motor eléctrico ubicado también en la parte inferior de la mesa.

Como se mencionó todo el proceso ocurre en la parte superior de una mesa que posee una lamina maciza, fija y lisa que permita el fácil deslizamiento del papel. A la largo de la mesa se dispondrán unos rodillos que cambiarán de dirección a la trayectoria del papel logrando a su vez cierto nivel de tensión adicional; entre ambos rodillos se alojará un espacio donde serán colocadas las cuchillas para realizar el corte y luego al salir del último rodillo el papel será colocado en el sujetador de core final donde se realiza el proceso de rebobinado.

En la parte inferior de la mesa se encuentra toda la distribución tanto eléctrica como neumática.

El control del proceso y el conteo se realiza mediante un Procesador Lógico Programable (PLC), éste en conjunto de un tablero que posee los accionadores neumáticos y eléctricos hacen de éste configuración una solución bastante amigable y capaz de ser manejada por un sólo operario que se convierte en un simple inspector del proceso.



3.5.1 Ventajas de la propuesta elegida.

- ◆ Este es uno de los sistemas más simples que diseñamos en su estructura y mecanismos, ya que posee el menor número de partes lo cual disminuye los costos y tiempos de fabricación.
- ◆ Es una propuesta con buena estética en cuanto a su presencia y simplicidad.
- ◆ El mantenimiento, tanto de la estructura como de los mecanismos y sistemas de control, es relativamente fácil.
- ◆ Los componentes son conseguidos a nivel nacional, tanto de la fabricación de piezas, como los accesorios eléctricos y electrónicos, lo que garantiza su buen funcionamiento y mantenimiento.

CAPÍTULO IV **CÁLCULOS**

4.1 Descripción del proceso de rebobinado

4.1.1 Etapas del rebobinado

El proceso de rebobinado consiste esencialmente en transferir el papel desde la bobina maestra a la bobina a generar, es decir, de la bobina principal se “desenrolla” papel y se enrolla en un dispositivo cilíndrico que funge de base al cual se le conoce como “core”. Es evidente que para lograr un diseño exitoso es primordial estudiar y comprender a fondo como ocurre este proceso y que variables intervienen en su desarrollo, para así poder manipularlas y controlarlas con el fin de llevar a cabo el proceso de diseño de todos los componentes, partes y piezas de manera acertada.

Para visualizar como se desarrolla este proceso se divide en tres etapas: un *inicio*, donde se fijan los parámetros de funcionamiento; el *desarrollo*, donde se lleva a cabo de forma controlada el rebobinado; y el *fin* del proceso, en el cual se cierra el ciclo. A continuación se describen con más detalle cada una de estas etapas:

1. Etapa 1 Inicio: El proceso comienza con la colocación de la bobina maestra en el eje no motorizado acoplado al freno. Con el freno libre se lleva el papel a través de los rodillos guías intermedios hasta el otro eje en el cual esta un core vacío y se fija a este. Esta trayectoria debe ser exactamente la especificada para garantizar el correcto funcionamiento. Una vez hecho esto se fijan los parámetros de conteo (los cuales se aclararán posteriormente) y la disposición del mecanismo de corte, para seguidamente poner en marcha a baja velocidad o velocidad de ralenti. A esta velocidad es posible fijar la tensión del papel mediante el ajuste de la potencia de frenado hasta obtener la tensión recomendada. Una tensión muy elevada puede ocasionar un funcionamiento en sobrecarga o la ruptura de la línea de papel; una tensión pobre puede llevar

trabamientos, rupturas, arrugas, pérdidas de conteo y a bobinas rebobinadas poco compactas.

2. Etapa 2 Desarrollo: Con la máquina funcionando en ralentí y con la tensión adecuada se procede a acelerar hasta la velocidad de funcionamiento adecuada (se especificara más adelante). Durante esta etapa se desarrolla el conteo de etiquetas, tanto troqueladas como continuas, basados en los parámetros fijados en la primera etapa, así como el corte longitudinal de ser el caso. De ser necesarios se realizan ajustes de velocidad para garantizar una tensión adecuada y lo más uniforme posible.
3. Etapa 3 Fin: se debe fijar un número de etiquetas (un porcentaje del valor final) donde se lleva a cabo un cambio de velocidad automático a la velocidad de ralentí con el fin de asegurar un conteo preciso al disminuir la inercia de las bobinas para evitar errores, por exceso o por defecto, en el frenado final. Al llegar al conteo exacto a baja velocidad la máquina se detiene automáticamente.

4.1.2 Características de funcionamiento

Durante el desarrollo del rebobinado existen ciertas características cinemáticas claves en el desarrollo del rebobinado. La primera de ellas es el hecho de que los diámetros de las bobinas, tanto la maestra como la generada, son en todo momento variables, es decir, a medida que el diámetro de la bobina maestra disminuye, el diámetro de la bobina a generar aumenta, sin embargo no mantienen una proporcionalidad directa en su variación respecto al tiempo. El segundo hecho importante a considerar es que a diferencia del eje motriz (para una velocidad angular de funcionamiento constante), la velocidad angular del eje de la bobina maestra es variable en todo momento, en otras palabras, se encuentra todo el tiempo acelerado. El tercer y último hecho relevante es que en cada instante de tiempo particular la velocidad lineal del papel es exactamente igual a la salida de la bobina maestra como a la entrada de la bobina a generar. Este punto es muy importante porque de no cumplirse el papel se estaría comportando como un elemento elástico y, al no serlo (el

papel se considera inextensible), ocurrirían pérdidas de tensión y arrugas o, en caso extremo, ruptura del papel por un estiramiento o tensión excesiva.

Teniendo esto presente se procede a realizar un análisis numérico con la ayuda de un software de computadoras del tipo hoja de cálculos (específicamente Microsoft Office Excel 2003) en donde se simula de manera cuantitativa el desarrollo del proceso de rebobinado, basándose en el correcto análisis cinemático y cumpliendo con las leyes cinemáticas pertinentes. De igual manera reflejaría como las características particulares claves antes mencionadas se desarrollan y en que forma interactúan entre ellas.

4.2 Desarrollo Cinemático

4.2.1. Ecuaciones cinemáticas

Como se menciona anteriormente, la simulación debe cumplir con el correcto análisis y leyes cinemáticas para asegurar su fiabilidad, por lo que el primer paso es realizar un análisis cinemático a profundidad para poder generar las ecuaciones de movimiento que describen el comportamiento del sistema, en la figura 4.29 se aprecia la configuración general de la mesa automática de rebobinado, igualmente en la figura 4.1 se muestra el esquema cinemático utilizado. De este análisis surgen cierto número de ecuaciones que nos permiten plasmar en números, a través de la hoja de cálculo, todos los parámetros y características inherentes al proceso ya descritas anteriormente. Lo primero que se necesita para hacer este análisis es un esquema donde se representen los cuerpos y variables involucradas como se muestra a continuación:

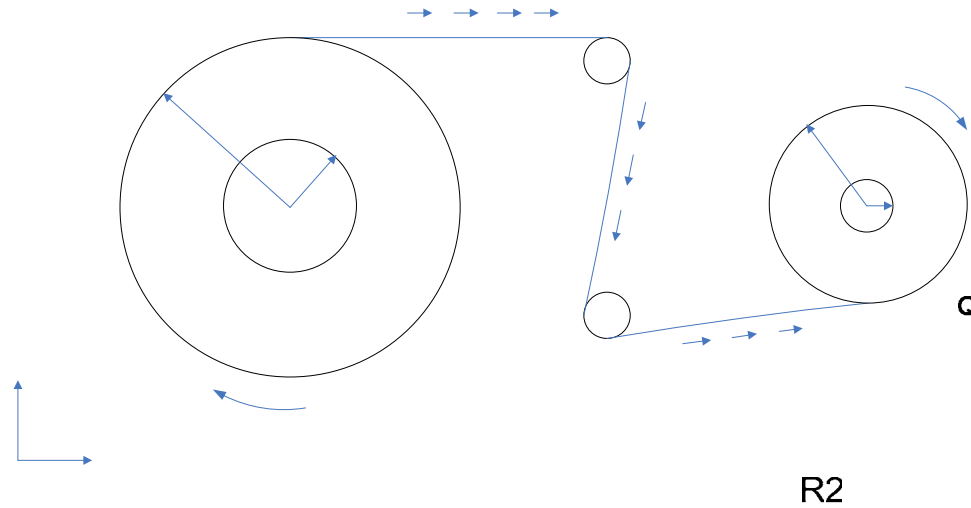


Figura 4.1 Esquema cinemático

Rc2

C2

A continuación se establecen las siguientes ecuaciones:

a) Por condición cinemática: el valor absoluto de las velocidades en los puntos Q2 y P3 ($\bar{V}_1^{Q2}, \bar{V}_1^{P3}$) con respecto a tierra son iguales en todo instante de tiempo: ⁽²⁾

$$\boxed{|\bar{V}_1^{Q2}| = |\bar{V}_1^{P3}|} \quad \hat{i} \quad \hat{j} \quad \text{(ec. 1)}$$

b) Por la 1ª ecuación universal se puede relacionar los vectores de velocidad de las partículas Q2 y C2, tomando en cuenta la velocidad angular del cuerpo dos con respecto a tierra ($\bar{\omega}_{21}$) y la distancia entre los dos puntos ($\overline{C2Q}$):

Tal que $\hat{i} \times \hat{j} = \hat{k}$

$$\bar{V}_1^{Q2} = \bar{V}_1^{C2} + \bar{\omega}_{21} \times \overline{C2Q}$$

**Bobina
maestra**

Con $\bar{V}_1^{C2} = 0$ por ser un eje fijo (sin movimiento de traslación), considerando las direcciones respectivas de cada uno de los vectores tanto $\bar{\omega}_{21}$ en dirección del vector unitaria \hat{k} y el radio del cuerpo dos (R_2) en dirección \hat{p} se obtiene:

$$\bar{V}_1^{Q2} = -\omega_{21} \hat{k} \times R_2 \hat{p}$$

Conociendo que el producto vectorial entre los vectores de dirección ($\hat{p} \times \hat{q}$) es la dirección \hat{k} nos queda:

$$\bar{V}_1^{Q2} = -\omega_{21} R_2 \hat{p}$$

Finalmente:
$$\boxed{|\bar{V}_1^{Q2}| = \omega_{21} R_2} \quad (\text{ec. 2})$$

Utilizando el mismo razonamiento para el punto P del cuerpo tres se consigue la siguiente ecuación:

$$\boxed{|\bar{V}_1^{P3}| = \omega_{31} R_3} \quad (\text{ec. 3})$$

c) Sustituyendo la ec.2 y la ec. 3 en la ec. 1 se tiene:

$$\boxed{\omega_{21} R_2 = \omega_{31} R_3} \quad (\text{ec. 4})$$

4.2.2 Calculo Inercial

Para el cálculo de la inercia utilizamos en un primer momento la siguiente expresión [16], donde se relaciona la inercia de un cilindro hueco ($I_{CilindroHueco}$) con respecto a los radios del mismo y su masa:

$$I_{CilindroHueco} = \frac{1}{2} Masa (Radio_{externo}^2 + Radio_{interno}^2) \quad (\text{ec.5})$$

Durante el funcionamiento estable solo existirá aceleración angular en el eje 2 (el eje 3 gira a la velocidad constante del motor), por lo tanto sólo se calcula la inercia para dicho eje. Al igual que las otras variables, la masa total de la bobina de papel de este eje es función del tiempo, es decir, conforme el proceso avanza su masa va disminuyendo, consecuencia de la disminución de la cantidad de papel disponible, que se ve reflejado en la disminución del radio externo. Buscando cambiar que la

masa fuese función del radio externo (R2) en lugar del tiempo, se utiliza la densidad superficial de lo bobina. Al ser el ancho de la bobina constante (4,5 pulg.) podemos redefinir la densidad superficial de la bobina (ρ_s) en función del área de la cara superior con lo cual relacionamos directamente la masa (m2) con el radio externo únicamente (el radio interno es constante) y la superficie superior de la bobina (S). Esto se hizo de la siguiente manera:

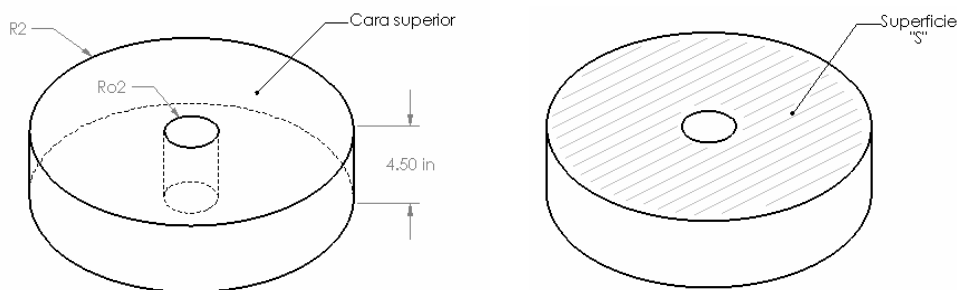


Figura 4.2 Densidad superficial bobina maestra.

La densidad superficial será:

$$\rho_s = \frac{m2}{S} \tag{ec.6}$$

Para calcular la masa se utilizan datos suministrados por el proveedor del papel de las bobinas, específicamente la longitud total y el gramaje total, como se muestra en la siguiente tabla:

CARACTERÍSTICA		VALOR
Longitud inicial		1000 m
Gramaje	Frontal	73 g/m ²
	Adhesivo	23 g/m ²
	Respaldo	62 g/m ²
	Total	158 g/m ²

Tabla 4.1 Datos suministrados por el proveedor de papel

La masa de la bobina de papel se calcula de la siguiente manera:

$$m_2 = G_T(l \cdot a) \quad (\text{ec.7})$$

Donde G_T representa el gramaje total de la bobina de papel, la longitud del papel (l) y el ancho de la banda de papel (a).

La superficie de la cara superior la calculamos en función del radio externo de la bobina maestra (R_2) y el radio interno de la bobina maestra (R_{02}):

$$S = A_{\text{mayor}} - A_{\text{menor}}$$

$$S = \pi R_2^2 - \pi R_{02}^2$$

Finalmente: $S = \pi(R_2^2 - R_{02}^2)$ (ec.8)

Sustituyendo la ec. 7 y la ec. 8 en la ec. 6, resulta:

$$\rho_s = \frac{G_T(l \cdot a)}{\pi(R_2^2 - R_{02}^2)} \quad (\text{ec.9})$$

Para obtener el valor de la densidad superficial, evaluamos la ec. 9 para las condiciones iniciales de la bobina, la cual viene de la máquina troqueladora con un core de 3 pulgadas de diámetro y de aproximadamente 18 pulgadas de radio exterior, como se muestra a continuación:

CARACTERÍSTICA	VALOR
Longitud inicial	1000 m
Ancho	0,1143 m
Gramaje total	158 g/m ²
R2 inicial	0,2286 m
Ro2 (para 3 pulg.)	0,0381 m

Tabla 4.2 Condiciones iniciales para cálculo de la densidad superficial

Introduciendo los valores:

$$\rho_s = \frac{158g/m^2(1000m \cdot 0,1143m)}{\pi[(0,2286m)^2 - (0,0381m)^2]}$$

Resultado: $\rho_s = 113145,021(g/m^2)$

Ahora bien, conociendo el valor de ρ_s se puede expresar la masa en función del radio, se despeja de la ecuación 6 como sigue:

$$m_2 = \rho_s \cdot S$$

Luego sustituimos la ecuación 8 en la expresión anterior, quedándonos finalmente:

$$m_2 = \rho_s \cdot \pi (R_2^2 - R_{02}^2) \quad (\text{ec. 10})$$

Para volver al objetivo principal, calcular la inercia de la bobina con respecto al punto C2 (I_{zz}^{c2}) dejándola en función de R2, se sustituye la ecuación 10 en la ecuación 5 y los demás términos identificables, como sigue:

$$I_{zz}^{c2} = \frac{1}{2} \rho_s \cdot \pi (R_2^2 - R_{02}^2) (R_2^2 + R_{02}^2)$$

Simplificando la expresión nos queda: $I_{zz}^{c2} = \pi \frac{\rho_s}{2} (R_2^4 - R_{02}^4)$ (ec.11)

La ecuación 11 solo representa la inercia de la bobina maestra sin incluir los otros elementos involucrados, en otras palabras, no toma en cuenta el sujetador de core, el eje y el volante del freno. Para corregir este valor es necesario sumar una constante (I_k) que represente la inercia de los elementos anteriores. Estos valores se conocerán al definir su diseño.

Por lo tanto I_k :

$$I_k = \sum Inercias \quad (ec. 12)$$

Sumando esta constante al valor de inercia anterior obtenemos el $I_{zz}^{c2'}$ (momento de inercia corregido), como sigue:

$$I_{zz}^{c2'} = \pi \frac{\rho_s}{2} (R_2^4 - R_{02}^4) + I_k \quad (ec. 13)$$

4.2.3 Cálculos para la simulación del proceso

Para estructurar la simulación es necesario concebir la lógica numérica que nos permita generar los cambios que ocurren en el tiempo, para ello es necesario disminuir el radio de la bobina maestra de forma sincronizada con el aumento del radio de la bobina a generar.

El diámetro de las bobinas está relacionado con el número de vueltas o espirar de papel que contienen, en otras palabras, la cantidad de papel que este enrollado en cada bobina es lo que determinará su diámetro final. Por otro lado cada espira de papel tiene asociado una longitud de papel, sin embargo, esta longitud no es constante (a medida que el diámetro es menor, su longitud es menor) por lo que no se puede relacionar directamente el número de espiras que se consumen en un determinado tiempo a partir del número de vueltas que ha dado y así determinar el diámetro instantáneo de la bobina, más aun considerando que el número de vueltas es diferente en cada eje. Lo que se puede relacionar es un espesor de espira angular (e_α) que estará en función del ángulo total que a girado un eje, y así ir restando o aumentando el diámetro de forma continua. Este espesor de espira angular se define como el espesor real del papel (e) dividido entre 2π radianes (una vuelta completa).

Según los datos suministrados por el proveedor, se determina que el espesor total del papel es $130 \mu m$ ($0,00013m$), por lo tanto el espesor de espira angular es:

$$e_{\alpha} = \frac{e}{2\pi}$$

$$e_{\alpha} = \frac{0,00013m}{2\pi \text{ rad}}$$

Obteniendo como resultado: $e_{\alpha} = 2,069 \times 10^{-5} \text{ m / rad}$

Conociendo le espesor de espira instantáneo se pueden conocer los radios instantáneos de la siguiente manera:

Con ω_{31} constante, calculamos el ángulo de giro (θ) y con el espesor de espira instantáneo se calcula el cambio radial para un instante “i”, así:

$$\theta_{3i} = \omega_{31} \cdot \Delta t$$

Donde θ_{3i} es el ángulo de giro instantáneo en el eje tres y Δt representa un intervalo de tiempo, considerando un instante de tiempo (t_i) y un instante de tiempo anterior (t_{i-1}) se obtiene:

$$\theta_{3i} = \omega_{31}(t_i - t_{i-1}) \quad (\text{ec. 14})$$

Considerando el radio anterior de tres en un momento anterior de tiempo (R_{3i-1}) y el cambio producido por un avance instantáneo de tiempo se calcula el valor del radio tres instantáneo:

$$R_{3i} = R_{3i-1} + e_{\alpha} \theta_{3i} \quad (\text{ec. 15})$$

Sustituyendo la ec. 14 en la ec. 15 nos queda:

$$R_{3i} = R_{3i-1} + e_{\alpha} \omega_{31}(t_i - t_{i-1}) \quad (\text{ec. 16})$$

Para el caso inicial se utiliza R_{03} .

Para el caso del eje 2, como ω_{21} no es constante primero necesitamos calcularla con la ec. 4 donde nos queda:

$$\omega_{21i} = \frac{\omega_{31i} R_{3i}}{R_{2i-1}} \quad (\text{ec. 17})$$

Siguiendo el mismo análisis anterior para el caso del radio en tres, se llega a la ecuación que nos permite calcular el radio dos instantáneo (R_{2i}). Sin embargo como para un instante i aún no conocemos ω_{21} , utilizamos en su lugar el resultado para un instante anterior (ω_{21i-1}). El error introducido es despreciable ya que los intervalos de tiempo son muy pequeños (1seg). Para simplificar el cálculo, en el caso inicial se utiliza dos veces consecutivas el valor inicial y así equilibrar la secuencia. Finalmente se tiene:

$$R_{2i} = R_{2i-1} - e_{\alpha} \omega_{21i-1} (t_i - t_{i-1}) \quad (\text{ec. 18})$$

Ya con estos resultados podemos calcular la inercia instantánea corregida como sigue:

$$I_{zz}^{c2'} = \frac{1}{2} \rho_s \cdot \pi (R_{2i}^4 - R_{02}^4) + I_k \quad (\text{ec. 19})$$

Por último, para calcular la aceleración angular del cuerpo dos con respecto a tierra (α_{21}) utilizamos la siguiente ecuación:

$$\alpha_{21} = \frac{\omega_{21i} - \omega_{21i-1}}{t_i - t_{i-1}} \quad (\text{ec. 20})$$

4.3 Desarrollo Dinámico

Una vez completado el análisis cinemático, continuamos con el análisis dinámico, el cual será dividido en tres etapas: *cálculos dinámicos sin freno*, *cálculo del freno* y *cálculos dinámicos con freno*.

4.3.1 Cálculos Dinámicos sin freno

La principal incógnita será en una primera instancia el torque aplicado al eje necesario para vencer la inercia de la bobina maestra que nos generará una fuerza de tensión en el papel (inercial).

a) Por la 2ª ecuación universal se calcula el valor del momento torsor en el punto C2 (M^{C2})

$$\sum \bar{M}^{C2} = I_{zz}^{C2'} (-\bar{\alpha}_{21}) \hat{k} + m_2 (\overline{C2C2} \times \alpha_{21}^{C2})$$

Con $\overline{C2C2} = 0$, nos queda:

$$\sum \bar{M}^{C2} = -I_{zz}^{C2'} \bar{\alpha}_{21} \hat{k}$$

Finalmente: $\boxed{|M^{C2}| = I_{zz}^{C2'} \alpha_{21}}$ (ec. 21)

b) Mediante un Diagrama de Cuerpo Libre enfocándose principalmente en el cuerpo 2 (eje 2)

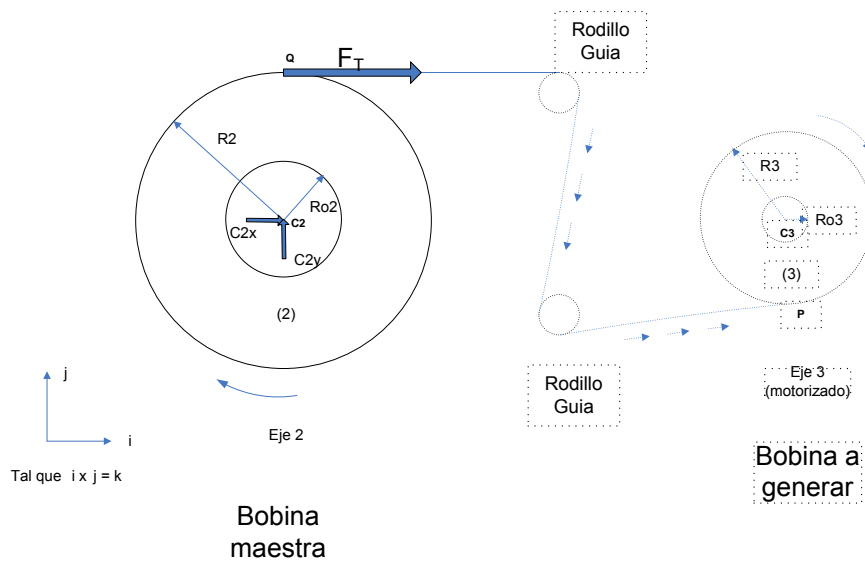


Figura 4.3 Diagrama de Cuerpo Libre eje 2.

El momento torsor o torque en el eje viene dado por el producto vectorial:

$$\sum \overline{M}^{C2} = \overline{F}_T \hat{i} \times (-\overline{QC2}) \hat{j}$$

Donde F_T es la fuerza ejercida por la tensión de papel y $\overline{QC2}$ es el vector que relaciona la distancia entre ambos puntos (cada uno con sus vectores unitarios de dirección correspondientes), esta distancia equivale al radio del cuerpo dos; el resultado de la expresión anterior:

$$\sum \overline{M}^{C2} = -\overline{F}_T R_2 \hat{k}$$

Finalmente el momento torsor del eje dos o torque de la bobina maestra (M_{T2}):

$$\boxed{|M^{C2}| = M_{T2} = F_T R_2} \tag{ec. 22}$$

c) Igualando las ecuaciones 21 y 22, se obtiene la expresión siguiente:

$$|M^{C2}| = M_{T2} = F_T R_2 = I_{zz}^{C2'} \alpha_{21}$$

Finalmente:
$$F_T = \frac{I_{zz} \alpha_{21}^2}{R_2} \quad (\text{ec. 23})$$

Para obtener el momento torsor o torque en el eje 3, se multiplica el valor de la ecuación 23 por el valor del radio del cuerpo tres en ese instante como sigue:

$$M_{T3} = F_T R_3 \quad (\text{ec. 24})$$

Como se mencionó anteriormente el eje 3 girará a velocidad angular constante, sin embargo, todo proceso real tiene una etapa inicial de aceleración. Los elementos involucrados en la aceleración son: el sujetador de core, el eje, poleas y rodillos guías. Posteriormente al definir las geometrías respectivas se calculará una constante de aceleración inercial (I_A) que modificará el momento torsor en este eje únicamente durante el arranque. Por tanto, el momento torsor corregido en el eje 3 (M_{T3}') será:

$$M_{T3}' = F_T R_3 + I_A \quad (\text{ec. 25})$$

Y por último, para calcular la potencia durante la aceleración (Pot_3') se multiplica el momento torsor corregido con el valor correspondiente de velocidad angular del eje tres (ω_{31}):

Durante la etapa de aceleración:

$$Pot_3' = M_{T3}' \omega_{31} \quad (\text{ec. 26})$$

Luego para el resto del proceso para obtener la potencia del cuerpo tres (Pot_3) se sustituye el momento torsor corregido por el momento torsor del eje tres o torque del eje rebobinador (M_{T3}) donde queda lo siguiente:

$$Pot_3 = M_{T3} \omega_{31} \quad (\text{ec. 27})$$

Para determinar constante de aceleración inercial I_A , nos basamos en la 2° ecuación universal de donde se obtiene de forma general la siguiente expresión, donde M_{TI} es el momento torsor inercial, I la inercia y α_s la aceleración angular del sistema:

$$\boxed{M_{TI} = I\alpha_s} \quad (\text{ec. 28})$$

Si al definir posteriormente el diseño de estos componentes y por tanto su geometría, podremos determinar la inercia de cada uno de ellos, por tanto, lo único que nos falta por conocer es su aceleración angular. En el caso de que algún componente gire a una velocidad diferente a la de los demás, es necesario calcular la inercia efectiva del mismo y así ajustar su valor de la siguiente manera:

$$\boxed{I_e = I \left(\frac{n}{n_s} \right)^2} \quad (\text{ec. 29})$$

Donde I_e es la inercia efectiva buscada, I es la inercia conocida, n es la velocidad de rotación del componente y n_s es la velocidad de rotación del sistema al cual queremos llegar.

Finalmente constante de aceleración inercial será la sumatoria de los momentos torsores inerciales de cada componente:

$$\boxed{I_A = \sum M_{TI}} \quad (\text{ec. 30})$$

4.3.2 Calculo Del Freno

El tipo de freno seleccionado es el denominado “freno de cinta”, como se representa en la figura 4.4. La aplicación de una fuerza de tensión en el extremo libre de la cinta oprime al material contra el tambor, generándose una fuerza de normal entre ambos. Al girar el tambor se produce una fuerza de fricción que trae como

resultado la aparición de un momento de frenado (T_F) que depende del diámetro del tambor (D_T) y de las fuerzas de tensión en los extremos de la cinta (P_1 y P_2), el cual determinamos por lo siguiente ecuación [17]:

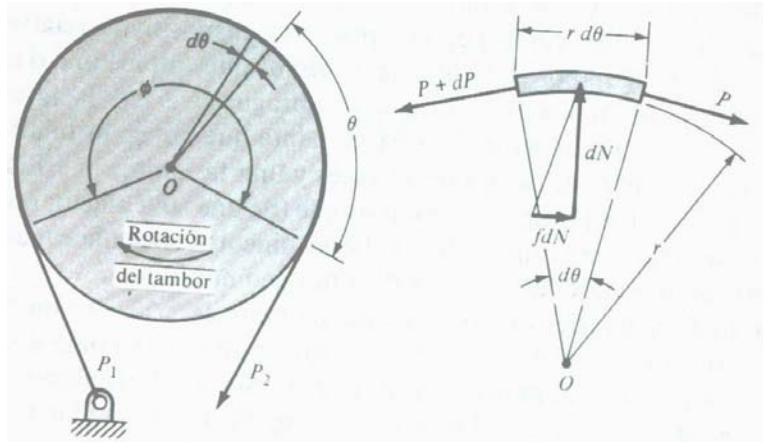


Figura 4.4 diagrama del freno de cinta
Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5a Ed.

$$\boxed{T_F = \frac{D_T}{2} (P_1 - P_2)}$$
 (ec. 31)

P_2 será la fuerza manipulada al momento de frenado, P_1 es determinada mediante la siguiente relación [17]

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu \varphi}$$

Despejando P_1 :

$$\boxed{P_1 = P_2 \cdot e^{\mu \varphi}}$$
 (ec. 32)

Donde μ representa el coeficiente de fricción existente entre la cinta y el tambor y φ el ángulo de contacto entre los mismos.

Por otro lado, “Sobre el tambor se ejerce una presión proporcional a la tensión de la cinta o banda. La presión máxima P_a ocurrirá en la punta y tiene el valor” [17]:

$$P_a = \frac{2P_1}{bD_T}$$

(ec. 33)

Para ello se necesita conocer el ancho del tambor (b)

La siguiente tabla muestra los distintos materiales de fricción que existen para embragues y otros valores que sirven de referencia para controlar el mecanismo de frenado.

MATERIAL	COEFICIENTE DE FRICCIÓN		TEMPERATURA MÁXIMA		PRESIÓN MÁXIMA	
	EN HÚMEDO	EN SECO	°F	°C	psi	kPa
Hierro fundido sobre hierro fundido	0.05	0.15–0.20	600	320	150–250	1000–1750
Metal pulverizado* sobre hierro fundido	0.05–0.1	0.1–0.4	1000	540	150	1000
Metal pulverizado* sobre acero duro (templado)	0.05–0.1	0.1–0.3	1000	540	300	2100
Madera sobre acero o hierro fundido	0.16	0.2–0.35	300	150	60–90	400–620
Cuero sobre acero o hierro fundido	0.12	0.3–0.5	200	100	10–40	70–280
Corcho sobre acero o hierro fundido	0.15–0.25	0.3–0.5	200	100	8–14	50–100
Feltro sobre acero o hierro fundido	0.18	0.22	280	140	5–10	35–70
Asbesto tramado* sobre acero o hierro fundido	0.1–0.2	0.3–0.6	350–500	175–260	50–100	350–700
Asbesto moldeado* sobre acero o hierro fundido	0.08–0.12	0.2–0.5	500	260	50–150	350–1000
Asbesto impregnado* sobre acero o hierro fundido	0.12	0.32	500–750	260–400	150	1000
Grafito sobre acero	0.05–0.1	0.25	700–1000	370–540	300	2100

Tabla 4.3 Materiales de fricción para frenos y embragues

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5a Ed.

Se puede observar que para un diseño de freno donde las superficies de contacto son cuero sobre acero, nuestro caso, el coeficiente de fricción se encuentra en un rango 0.3-0.5 y la presión máxima debe estar igualmente entre 70-280 kPa.

Para completar el diseño del freno es necesario estudiar la relación entre el desgaste y el área de la superficie de fricción. Esta se conoce como relación de desgaste (RD) y está dada por la siguiente expresión [12]:

$$RD = \frac{Pot_F}{A_F}$$

(ec. 34)

La potencia de frenado (Pot_F) se obtiene:

$$Pot_F = T_F \cdot \omega_{21} \quad (\text{ec. 35})$$

El área de frenado (A_F) depende de los parámetros finales en el diseño del freno y se calcula:

$$A_F = \frac{D_T}{2} \cdot \varphi \cdot b \quad (\text{ec. 36})$$

Para aplicaciones industriales la relación de desgaste se tomará como referencia los siguientes valores [12]:

$$RD = 65 \frac{hp}{m^2} \quad \text{para aplicaciones frecuentes, especificación conservadora.}$$

$$RD = 115 \frac{hp}{m^2} \quad \text{para servicio promedio}$$

$$RD = 460 \frac{hp}{m^2} \quad \text{para frenos que suelen usarse poco, lo que permite que se}$$

enfrien entre aplicaciones.

4.3.3 Cálculos dinámicos con freno

El objetivo fundamental del estudio dinámico con el freno es obtener la potencia requerida en el eje 3 o el eje acoplado al motor; con esto se determinará los parámetros bases de diseño para los demás elementos que constituyen la rebobinadora automática de papel.

En este cálculo el parámetro de control será el valor de tensión en el papel (F_T). Como no se conoce un rango o un valor de tensión máxima del tipo de papel a utilizar, se solicita ésta información con el proveedor de papel. Según la hoja técnica (anexo 4), el valor máximo de fuerza a tracción (F_{Tmax}) es de 1092 N para un ancho de 110 mm en la bobina de papel. Para nuestro caso en el proceso de rebobinado este valor nunca debe ser alcanzado y es por ello que se necesita determinar un rango

aceptable de tensión que se encuentre por debajo del valor máximo, garantizando así rollos de etiquetas y papel uniformes.

El paso a seguir fue evaluar experimentalmente que rango de valores de tensión eran aceptables para nuestro proceso. Con la colaboración de la Escuela Técnica Don Bosco se trabajó en el laboratorio de Ensayos de Materiales realizando ensayos de tracción en el papel, de la siguiente manera:

1. Se realizaron probetas con las siguientes dimensiones: ancho de 15mm, 25mm, 40mm, 80mm y un largo de 120 mm, debido a que no se podía trabajar directamente con el ancho de papel deseado de 110mm.
2. Las probetas se sometieron a ensayos de tracción. El ensayo se detenía al alcanzar distintos valores de tensión de prueba. (ver anexo 3)
3. Por inspección directa se verifica que nivel de tensión era el deseado. (Este fue sugerido por el personal técnico que labora en el proceso de troquelado de etiquetas en la empresa.)

Después de varios ensayos, el nivel de tensión adoptado fue de $65 \pm 20N$, esto implica que la tensión del papel debe estar alrededor de 4 al 8% del valor máximo de fuerza a tracción, garantizando una mínima probabilidad de ruptura del papel. Conocido esto, se procede a calcular que valores de tensión se obtienen cuando se manipula la fuerza aplicada al extremo libre de la cinta de freno. Para ello se realiza el siguiente análisis:

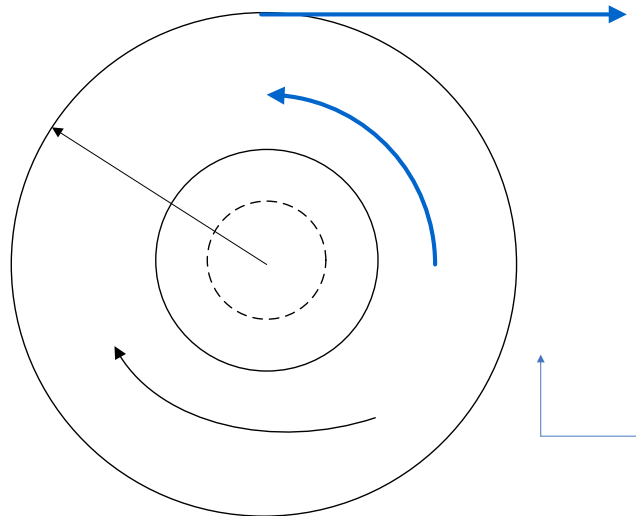


Figura 4.5 Diagrama de Cuerpo Libre eje 2 con freno

Por equilibrio estático se hace sumatoria de momentos en el punto C_2 (\bar{M}^{C_2}) donde se obtiene:

$$\sum \bar{M}^{C_2} = F_{TF} \hat{i} \times -R_2 \hat{j} + (T_F + M_{T_2}) \cdot \hat{k} = 0$$

$$-F_{TF} R_2 + (T_F + M_{T_2}) = 0$$

$$\boxed{F_{TF} = \frac{(T_F + M_{T_2})}{R_2}} \quad (45 \leq F_{TF} \leq 85) \quad (\text{ec. 37})$$

Donde F_{TF} es la fuerza de tensión ejercida por el freno y M_{T_2} momento torsor en el eje dos o eje rebobinador. W21

De manera análoga en cálculo dinámico sin freno, se calcula el nuevo valor de momento torsor en el eje dos como lo indica la expresión:

$$\boxed{M_{T_{2F}} = F_{TF} \cdot R_2} \quad (\text{ec. 38})$$

Para el momento torsor del eje tres con freno ($M_{T_{3F}}$) el cálculo es el mismo del caso dinámico sin freno y se corrige con el mismo valor de constante de aceleración inercial (I_A):

$$\boxed{M_{T3F} = F_{TF} \cdot R_3 + I_A} \quad (\text{ec.39})$$

La potencia del cuerpo tres con freno (Pot_{3F}) se calcula relacionando el momento torsor del eje tres con freno y la velocidad angular del cuerpo tres con respecto a tierra (ω_{31}):

$$\boxed{Pot_{3F} = M_{T3F} \cdot \omega_{31}} \quad (\text{ec. 40})$$

4.4 Simulación numérica (Hoja de Cálculo)

Basándonos en los resultados obtenidos el desarrollo cinemático y en el desarrollo dinámico, se procede a construir la hoja de cálculo que nos permite observar numérica y gráficamente el comportamiento de las variables durante el desarrollo del rebobinado. Inclusive se logra desarrollar todo el macro proceso que implica el consumo total de la bobina maestra para generar varios rollos de rebobinado, en los tres casos posibles que se presentan: rebobinado con core de 3 pulg. en la bobina maestra y 3 pulg. en la bobina a generar, rebobinado con core de 3 pulg. en la bobina maestra y 1 pulg. en la bobina a generar y rebobinado con core de 3 pulg. en la bobina maestra y 0,75 pulg. en la bobina a generar.

Por otro lado al tener el panorama completo del desarrollo del proceso a la vista, se consiguen 3 ventajas fundamentales: en primer lugar la identificación de los puntos críticos debido a la facilidad de comparación en diferentes momentos del proceso; como segunda ventaja se verifican los resultados obtenidos al incluir las variables de control, en este caso la relación entre las velocidades lineales de las bobinas descrita en la ecuación 1 $|\bar{V}_1^{Q2}| = |\bar{V}_1^{P3}|$ se cumple a toda cabalidad. Por último, la ventaja de poder realizar cambios y verificar sus efectos sin necesidad de recalcular manualmente, punto fundamental para lograr un diseño óptimo de todos los componentes.

La hoja de Excel fue dividida en 4 zonas como se muestra en la figura 4.6:

4.4.1 Zona 1: Valores Constantes y Variables

En esta parte se colocan las variables del proceso, las variables de control, los valores constantes conocidos (condiciones iniciales) que serán utilizados para posteriores cálculos y un diagrama general del proceso. Esta se ubica en la parte superior y se aprecia su contenido en la figura 4.7:

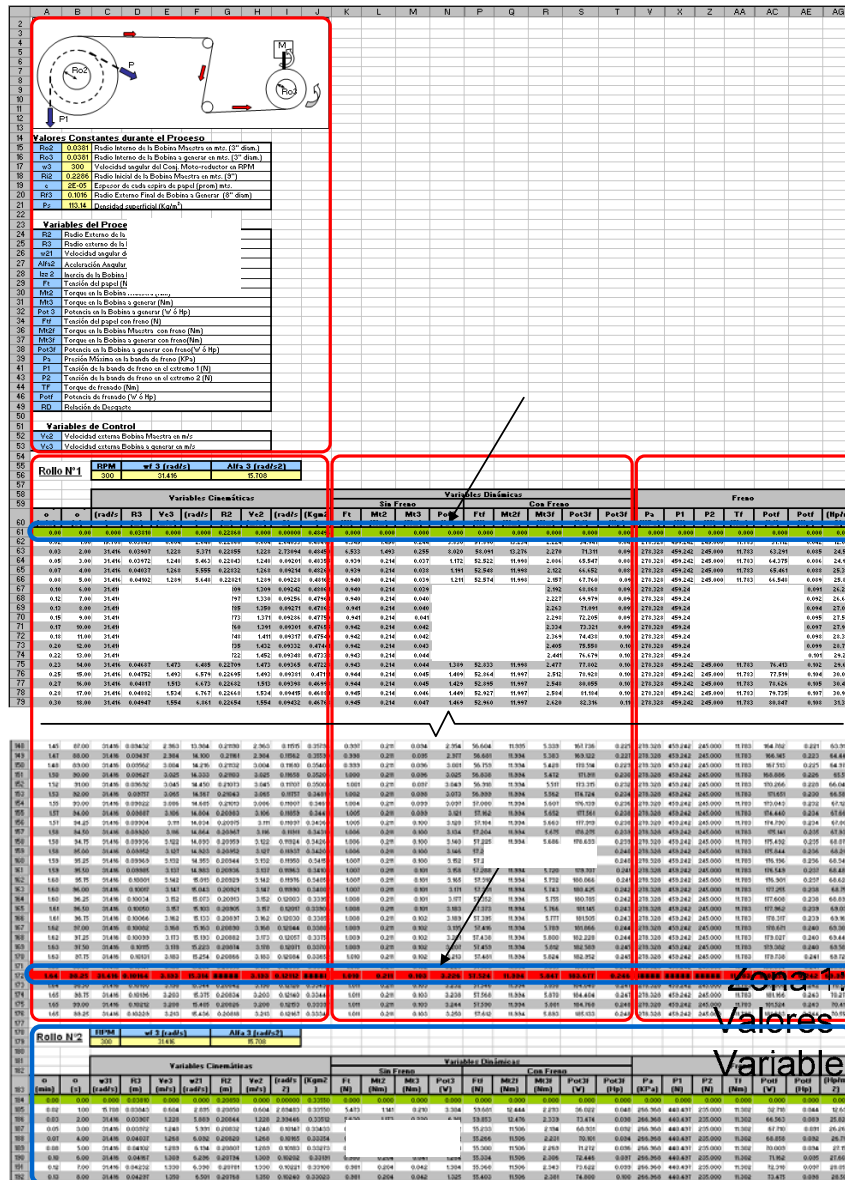


Figura 4.6 Zonas hoja de cálculo

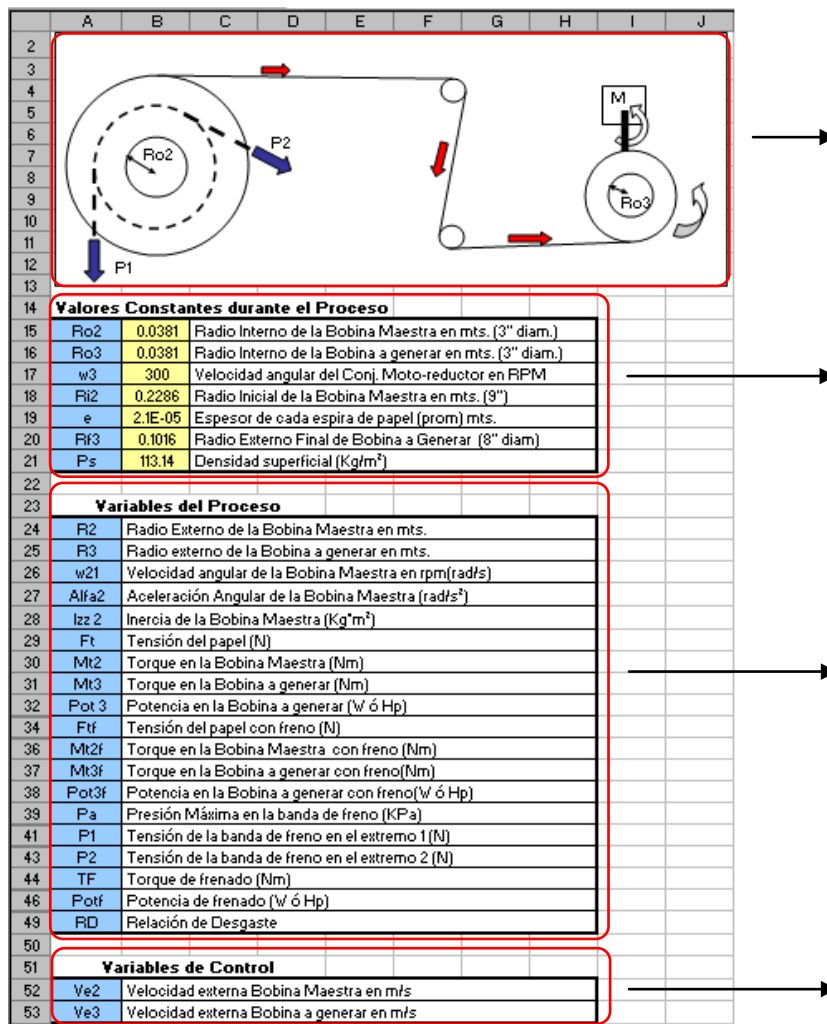


Figura 4.7 Zona 1 Valores constantes y Variables.

4.4.2 Zona 2: Cálculos Cinemáticos

Ocupa desde la columna A hasta la J y es donde se desarrollan los cálculos de las variables cinemáticas. Las 2 primeras columnas (A y B) son las columnas del tiempo, las cuáles son la base para los demás cálculos. La columna B es el tiempo en segundos que avanza a intervalos de 1 s. durante el comienzo y el desarrollo, y a intervalos de 0.25 s. hacia el final de cada rollo. La columna A es la transformación a tiempo en minutos. De la columna C hasta la J corresponden a las variables cinemáticas de ambos ejes. Al comenzar cada nuevo rollo, en la parte superior se especifica el número de rollo, la velocidad de giro del eje motriz (en r.p.m. y velocidad angular) así como su aceleración angular inicial. Ver figura 4.8

Especificaciones
iniciales

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J		
55		Rollo N°1	RPM	wf 3 (rad/s)		Alfa 3 (rad/s²)						
56			300	31.416		15.708						
57												
58			Variables Cinemáticas									
59												
60			Tiempo (min)	Tiempo (s)	w31 (rad/s)	R3 (m)	Ve3 (m/s)	w21 (rad/s)	R2 (m)	Ve2 (m/s)	Alfa2 (rad/s²)	Izz 2 (Kgm²)
61			0.00	0.00	0.000	0.03810	0.000	0.000	0.22860	0.000	0.00000	0.48496
62			0.02	1.00	15.708	0.03843	0.604	2.640	0.22860	0.604	2.64033	0.48496
63			0.03	2.00	31.416	0.03907	1.228	5.371	0.22855	1.228	2.73094	0.48450
64			0.05	3.00	31.416	0.03972	1.248	5.463	0.22843	1.248	0.09201	0.48355
65			0.07	4.00	31.416	0.04037	1.268	5.555	0.22832	1.268	0.09214	0.48260
66			0.08	5.00	31.416	0.04102	1.289	5.648	0.22821	1.289	0.09228	0.48162
67			0.10	6.00	31.416	0.04167	1.309	5.740	0.22809	1.309	0.09242	0.48064
68			0.12	7.00	31.416	0.04232	1.330	5.833	0.22797	1.330	0.09256	0.47964
69			0.13	8.00	31.416	0.04297	1.350	5.925	0.22785	1.350	0.09271	0.47862

↑

Columnas
de tiempo

↑

Variables
cinemáticas
Eje 3

↑

Variables
cinemáticas
Eje 2

Figura 4.8 Zona 2 Cálculos Cinemáticos.

4.4.3 Zona3: Cálculos Dinámicos

Está a la derecha de la zona 2 y ocupa desde la columna K hasta la T (la columna O es una columna constructiva por lo que se dejó oculta). Esta dividido en 2 partes: *Variables dinámicas sin freno*, que corresponden a los cálculos de F_T, M_{T2}, M_{T3} y Pot_3 sin tomar en cuenta el efecto del freno (solo efectos inerciales); y *Variables dinámicas con freno*, las mismas variables pero tomando en cuenta el efecto completo del freno, en la figura 4.9 se aprecia la disposición de los cálculos antes mencionados.

4.4.4 Zona 4: Cálculos del freno

La última zona ocupa desde la columna V hasta la AG y se encuentra a la derecha de la zona 4 (las columna U, Y, AB, AD y AF son columnas constructivas por lo que se dejaron ocultas). En ella se realizan los cálculos de de todas la variables que describen las características de funcionamiento del freno, de las cuales

dependerán los cálculos dinámicos con freno de la zona 3, relacionados a través de la tensión del papel (F_{TF}), su visualización se observa en la figura 4.10

	K	L	M	N	P	Q	R	S	T
58	Variables Dinámicas								
59	Sin Freno				Con Freno				
60	Ft (N)	Mt2 (Nm)	Mt3 (Nm)	Pot3 (W)	Ftf (N)	Mt2f (Nm)	Mt3f (Nm)	Pot3f (W)	Pot3f (Hp)
61	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
62	6.345	1.450	0.244	3.830	57.890	13.234	2.224	34.941	0.047
63	6.533	1.493	0.255	8.020	58.091	13.276	2.270	71.311	0.096
64	0.939	0.214	0.037	1.172	52.522	11.998	2.086	65.547	0.088
65	0.939	0.214	0.038	1.191	52.548	11.998	2.122	66.652	0.089
66	0.940	0.214	0.039	1.211	52.574	11.998	2.157	67.760	0.091
67	0.940	0.214	0.039	1.231	52.601	11.998	2.192	68.868	0.092
68	0.940	0.214	0.040	1.251	52.628	11.998	2.227	69.979	0.094
69	0.941	0.214	0.040	1.270	52.656	11.998	2.263	71.091	0.095
70	0.941	0.214	0.041	1.290	52.684	11.998	2.298	72.205	0.097
71	0.942	0.214	0.042	1.310	52.713	11.998	2.334	73.321	0.098
72	0.942	0.214	0.042	1.330	52.742	11.998	2.369	74.438	0.100
73	0.942	0.214	0.043	1.349	52.772	11.998	2.405	75.558	0.101

Figura 4.9 Zona 3 Cálculos Dinámicos.

	V	X	Z	AA	AC	AE	AG
58	Freno						
59							
60	Pa (KPa)	P1 (N)	P2 (N)	Tf (Nm)	Potf (W)	Potf (Hp)	RD (Hp/m2)
61	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
62	278.328	459.242	245.000	11.783	31.112	0.042	12.068
63	278.328	459.242	245.000	11.783	63.291	0.085	24.551
64	278.328	459.242	245.000	11.783	64.375	0.086	24.971
65	278.328	459.242	245.000	11.783	65.461	0.088	25.392
66	278.328	459.242	245.000	11.783	66.548	0.089	25.814
67	278.328	459.242	245.000	11.783	67.637	0.091	26.236
68	278.328	459.242	245.000	11.783	68.728	0.092	26.660
69	278.328	459.242	245.000	11.783	69.821	0.094	27.083
70	278.328	459.242	245.000	11.783	70.915	0.095	27.508
71	278.328	459.242	245.000	11.783	72.011	0.097	27.933
72	278.328	459.242	245.000	11.783	73.109	0.098	28.359
73	278.328	459.242	245.000	11.783	74.208	0.099	28.785

Figura 4.10 Zona 4 Cálculos del Freno.

Sin Freno

4.5 Desarrollo y análisis de la simulación

Una vez estructurada la simulación, el paso siguiente es desarrollar bajo los parámetros y ecuaciones planteados, tanto en el desarrollo cinemático como el desarrollo dinámico, los eventos principales que se van a llevar a cabo, para así identificar las situaciones críticas del proceso que serán sometidas a un análisis más profundo.

Para obtener resultados precisos, confiables, que mantuvieran una estrecha similitud con el proceso real, fue necesario llevar a cabo una etapa de mejora continua y refinación de la simulación que nos permitiese a su vez manipular las variables involucradas para probar sus consecuencias, introducir nuevos datos y volver al proceso iterativo de manipular variables y comprobar resultados. Finalmente se llega a una configuración óptima para el diseño (con las restricciones pertinentes) de los demás componentes.

Como se menciona anteriormente, se realiza el estudio de tres casos básicos dependiendo del diámetro de los cores utilizados en el eje 2 y en el eje 3: rebobinado de 3 pulg. a 3 pulg., de 3 pulg. a 1 pulg. y de 3 pulg. a 0,75 pulg. De igual manera se realiza la simulación de los rollos iniciales, rollos intermedios y el rollo final, partiendo de una bobina maestra estándar (aproximadamente 18 pulg. de diámetro). Por otro lado se fija una etapa de aceleración inicial de 2 s., y una velocidad normal de funcionamiento de 300 r.p.m. para el eje 3 (eje motriz).

Los resultados más relevantes para poder continuar con el proceso de diseño son, en primer lugar, los momentos torsores a los que está sometido tanto el eje dos como el eje tres, a partir de éste último se calcula la potencia máxima necesaria. Otro resultado muy importante es ω_{21} y como éste varía en el tiempo, en otras palabras, el valor de α_{21} . Por último, debido a la que la tensión del papel juega un papel muy importante era primordial saber en todo momento cual es el valor de la misma, y como la manipulación de los parámetros del freno podían afectarla, es decir, necesitamos controlar el valor de P_1 , P_2 y P_a . De igual manera es importante verificar que los parámetros de diseño se mantengan en el rango recomendado, como es el caso

de Pa, lo que nos lleva a realizar continuos reajustes hasta llegar a la configuración óptima. Para no hacer demasiado extenso el análisis, se tomo como referencia el caso antes mencionado de rebobinado con ambos cores de 3 pulg., ya que el comportamiento general de los tres casos es muy similar, y es en éste donde se presentan las mayores sollicitaciones.

4.5.1 Resultados Cinemáticos

Para seguir el mismo orden utilizado en el desarrollo de las ecuaciones, estudiamos primero los resultados cinemáticos más relevantes: la velocidad angular del eje 2 (ω_{21}) y la aceleración angular de dicho eje (α_{21}). Sin embargo es conveniente mencionar que este análisis se va a concentrar en el caso de rebobinado con ambos cores de 3 pulg., debido a que es en este donde se producen las mayores sollicitaciones y el comportamiento del proceso en los otros casos es muy similar.

Como se explica anteriormente en la sección 4.4.1, en la zona 1 de la hoja de cálculo, valores constantes y variables, es donde se especifican las condiciones iniciales así como las condiciones de parada para cada rollo y para cada caso:

<i>CONDICIÓN</i>	<i>3 PULG. A 3 PULG.</i>	<i>3 PULG. A 1 PULG.</i>	<i>3 PULG. A 0,75 PULG.</i>
Radio core bobina maestra: R_{02} (m)	0,0381	0,0381	0,0381
Radio core bobina a generar: R_{03} (m)	0,0381	0,0127	0,00953
Radio inicial bobina maestra: R_{i2} (m)	0.2286	0.2286	0.2286
Radio final bobina a generar: R_{f3} (m)	0,1016	0,0508	0,0318
Vel. Angular eje motriz: ω_{31} (rad/s)	31,416	31,416	31,416
Espesor de espira angular: e_{α} (m/rad)	$2,069 \times 10^{-5}$	$2,069 \times 10^{-5}$	$2,069 \times 10^{-5}$
Densidad superficial: ρ_s (g/m ²)	113145,021	113145,021	113145,021

Tabla 4.4 Condiciones iniciales para rebobinado en los 3 casos

Los radios finales para la bobina a generar están determinados por los tres tamaños básicos de impresoras que existen en el mercado: para la impresora grande

se requiere una bobina con core de 3 pulg. y diámetro máximo de 8 pulg. (0,1016 m), para la impresora mediana se requiere una bobina con core de 1 pulg. y un diámetro máximo de 4 pulg. (0,0508 m) y para la impresora pequeña se requiere una bobina con core de 3 pulg. y un diámetro máximo de 2,5 pulg. (0,0318 m).

En la figura 4.11 se muestra la posición específica de ω_{21} y de α_{21} dentro de la hoja de cálculo:

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
58			Variables Cinemáticas								
59											
60	Tiempo (min)	Tiempo (s)	w31 (rad/s)	R3 (m)	Ve3 (m/s)	w21 (rad/s)	R2 (m)	Ve2 (m/s)	Alfa2 (rad/s²)	Izz 2 (Kgm²)	
61	0.00	0.00	0.000	0.03810	0.000	0.000	0.22860	0.000	0.00000	0.49205	
62	0.02	1.00	15.708	0.03843	0.604	2.640	0.22860	0.604	2.64033	0.49205	
63	0.03	2.00	31.416	0.03907	1.228	5.371	0.22855	1.228	2.73094	0.49159	
64	0.05	3.00	31.416	0.03972	1.248	5.463	0.22843	1.248	0.09201	0.49064	
65	0.07	4.00	31.416	0.04037	1.268	5.555	0.22832	1.268	0.09214	0.48969	
66	0.08	5.00	31.416	0.04102	1.289	5.648	0.22821	1.289	0.09228	0.48871	
67	0.10	6.00	31.416	0.04167	1.309	5.740	0.22809	1.309	0.09242	0.48773	
68	0.12	7.00	31.416	0.04232	1.330	5.833	0.22797	1.330	0.09256	0.48673	
69	0.13	8.00	31.416	0.04297	1.350	5.925	0.22785	1.350	0.09271	0.48571	
70	0.15	9.00	31.416	0.04362	1.371	6.018	0.22773	1.371	0.09286	0.48468	

Figura 4.11 Resultados de velocidad y aceleración angular eje 2

4.5.1.1 Velocidad Angular del Eje 2 (ω_{21})

Un aspecto importante de mencionar es que la velocidad angular del eje 2 va a estar limitada a un valor máximo de 52,360 rad/s (500 r.p.m.) debido al componente neumático denominado Racor rápido giratorio que va acoplado a cada eje y se encarga de mantener la presión de aire durante la rotación de los mismos, tiene como especificación una velocidad de giro máxima de 500 r.p.m. ó 52,360 rad/s.

La visualización gráfica del proceso completo se observa en la figura 4.12. Se puede apreciar que la velocidad angular varía a lo largo del tiempo, es decir, está constantemente acelerada. Por otro lado se observa una tendencia de aumentar a medida que se realizan mayor número de rollos, debido a la disminución constante del diámetro de la bobina maestra, en otras palabras, conforme se consume ésta aumenta la velocidad del eje 2; razón por lo cual se justifica un ajuste en la velocidad de operación para disminuir su valor final y entrar dentro del límite máximo explicado anteriormente, esto se logra restringiendo la velocidad del eje 3 (eje motriz)

a 15,708 rad/s o 150 r.p.m., alcanzando ω_{21} el valor máximo de 42,103 rad/s (402,054 r.p.m.). Finalmente se observa que el tiempo de rebobinado por rollo a velocidad normal de operación es de aproximadamente 100 s. y para el rollo final a velocidad reducida el tiempo es de aproximadamente 200 s.

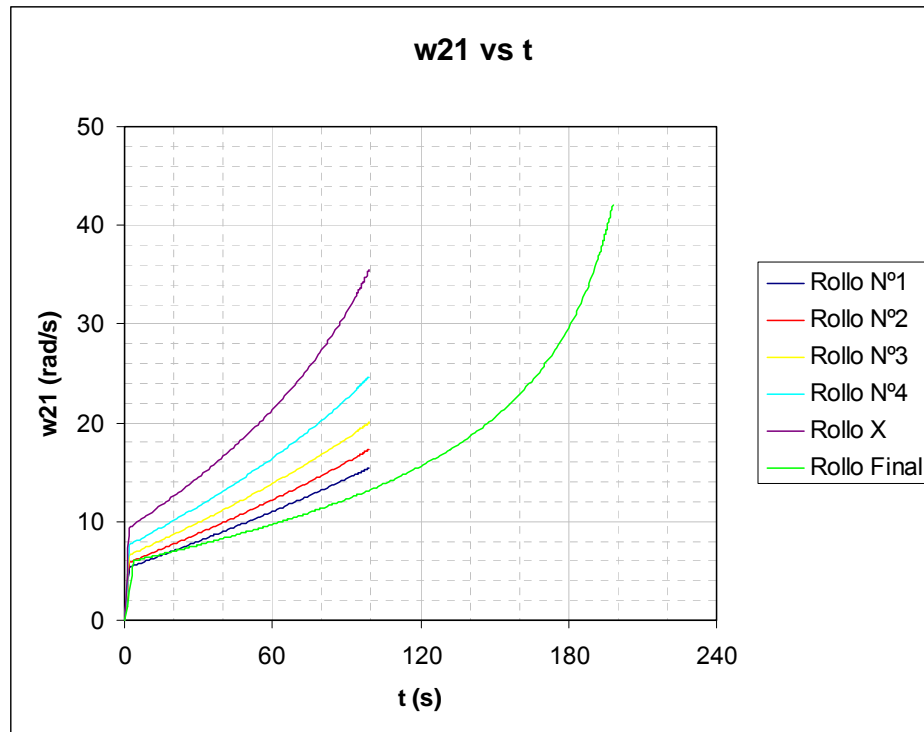


Figura 4.12 Gráfico velocidad angular eje 2 (ω_{21}) vs. tiempo (t)

Para confirmar que en los otros casos no sobrepasamos el valor máximo para ω_{21} necesitamos comparar su valor en el rollo final entre los tres casos, ver figura 4.13. En ella claramente se confirma que en los otros dos casos trabajando a 31,416 rad/s (300 r.p.m.) como velocidad de operación, la velocidad angular del eje 2 no sobrepasa la velocidad límite, alcanzando los valores de 41,657 rad/s (397,795 r.p.m.) para el caso de 3 pulg. a 1 pulg. y 26,116 (249,389 r.p.m.) para el caso de 3 pulg. a 0,75 pulg.

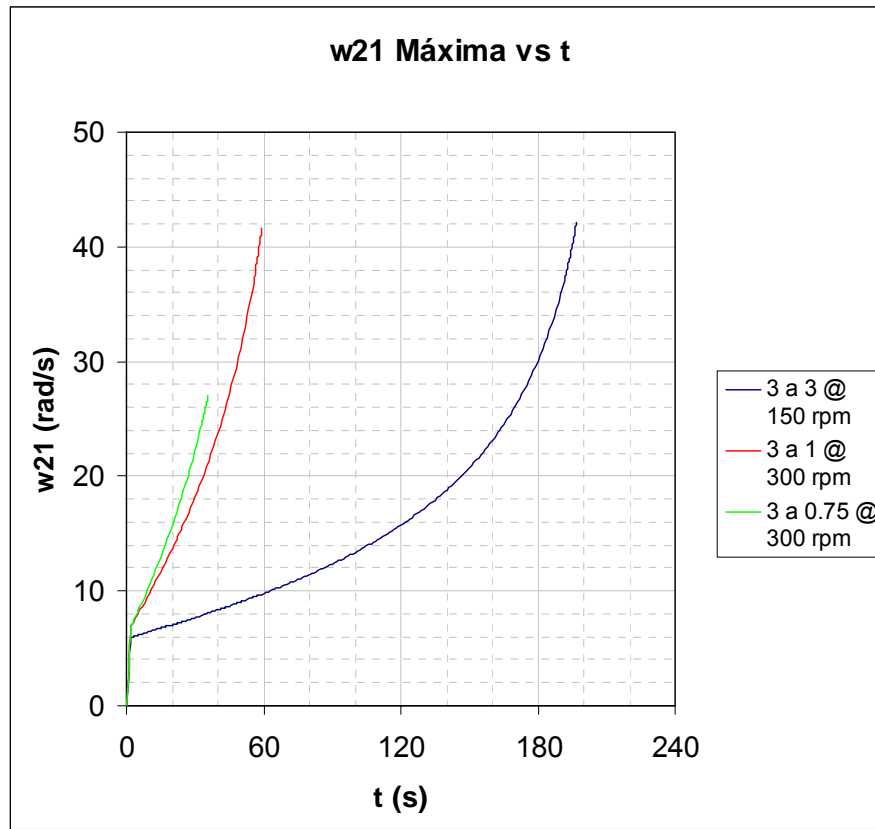


Figura 4.13 Velocidad angular eje 2 máxima para cada caso

4.5.1.2 Aceleración Angular del Eje 2 (α_{21})

El comportamiento general de α_{21} es el observado figura 4.14, la cual será dividida en dos zonas para su mejor apreciación: zona de aceleración y zona de desarrollo

Para observar con más detalle la zona de aceleración utilizamos la gráfica de la figura 4.15; en ella se observa claramente un pico de aceleración a los 2 s., debido al que el tiempo de aceleración fue fijado en 2 s. y con un valor más elevado hacia los rollos final, tendencia muy similar a la mostrada por ω_{21} . De igual manera, la reducción de velocidad al trabajar el último rollo nos permite disminuir el pico de aceleración que se produce en dicho rollo.

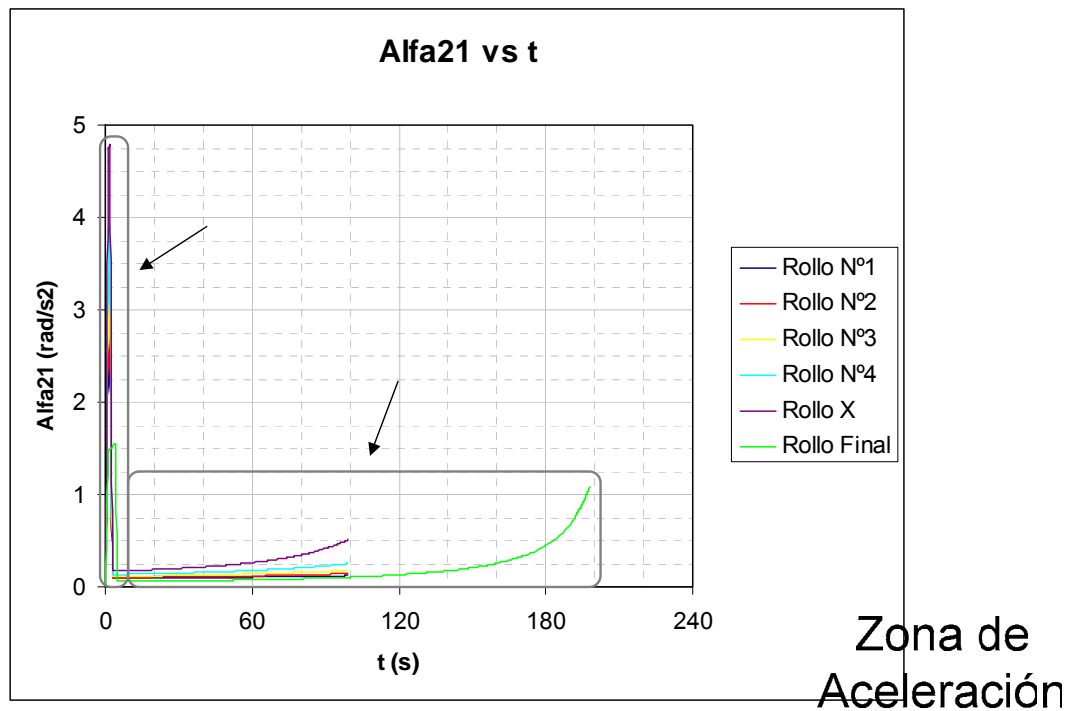


Figura 4.14 Gráfica general de la aceleración angular del eje 2 (α_{21}) vs. tiempo (t)

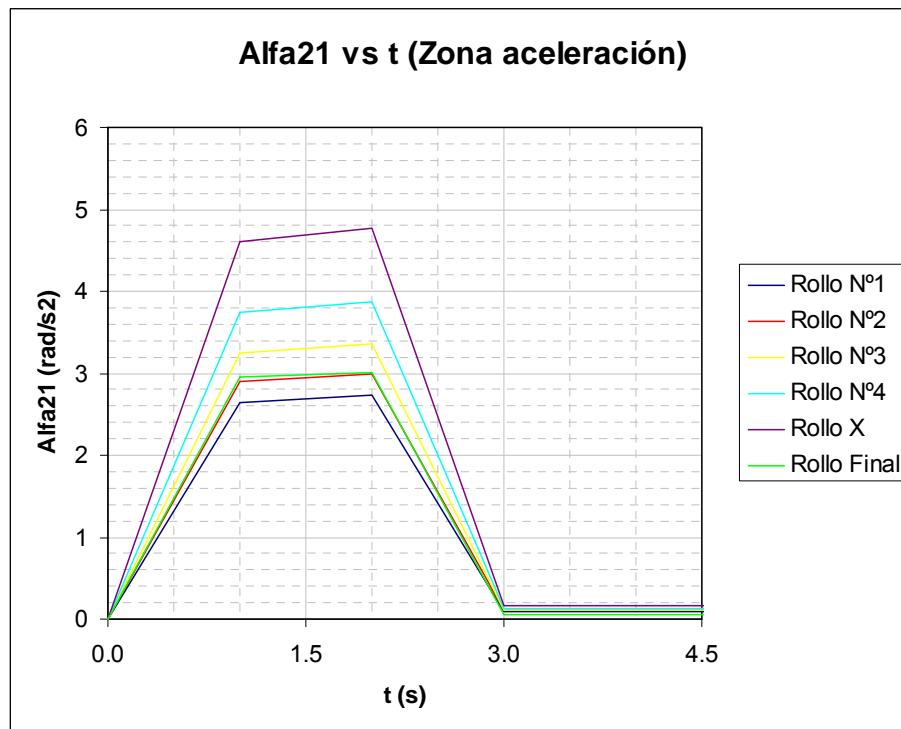


Figura 4.15 Gráfica zona de aceleración de la aceleración angular del eje 2 (α_{21})

Igualmente la zona de aceleración se aprecia en la gráfica de la figura 4.16. se puede observar la aceleración como varía continuamente respecto al tiempo y, por otro lado, conserva la tendencia a los valores más elevados hacia los rollos finales. Aquí se vuelve a evidenciar las repercusiones de trabajar el último rollo a menor velocidad de operación: disminución del momento torsor en el eje 2 debido a la reducción de los efectos inerciales.

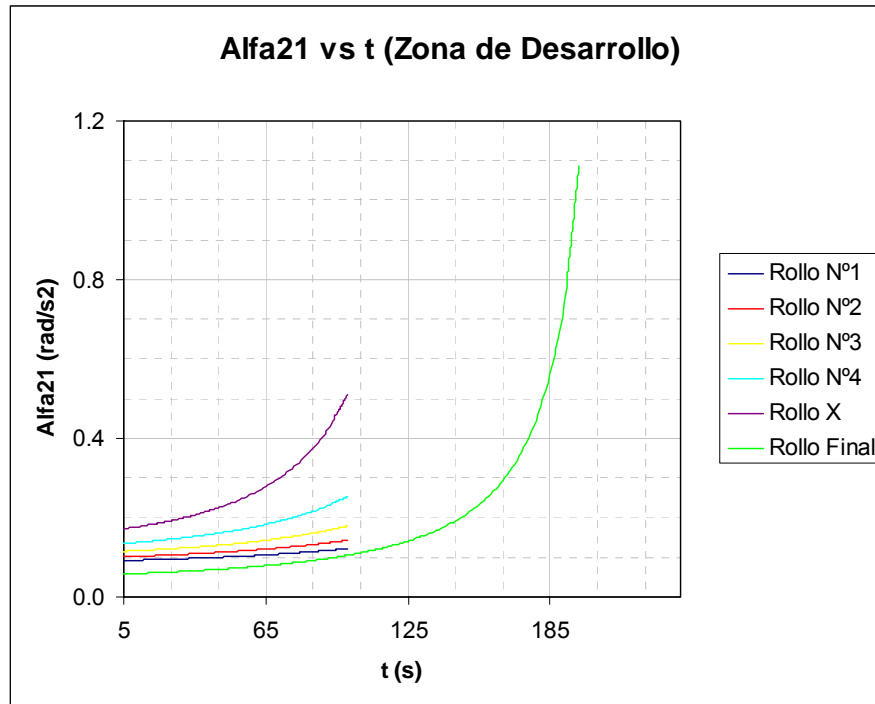


Figura 4.16 Gráfica zona de desarrollo de la aceleración angular del eje 2 (α_{21})

4.5.1.3 Inercia del Eje 2 ($I_{ZZ}^{c2'}$)

Como se menciona en la sección 4.2.2, es necesario corregir el valor de inercia I_{ZZ}^{c2} debido a que sólo toma en cuenta la bobina maestra (inercia variable) y no incluye los otros elementos involucrados (inercia constante). Para ello se determina una constante de inercia I_K una vez completado el diseño de los componentes involucrados, y se construye la siguiente tabla 4.5

ELEMENTO	INERCIA (kg*m²)
Sujetador de core	23,35*10 ⁻⁴
Eje	9.38*10 ⁻⁴
Volante de freno	38,20*10 ⁻⁴
Total	70.93*10⁻⁴

Tabla 4.5 Valores de inercia eje bobina maestra

Los valores de inercia de cada uno de los componentes de la tabla anterior fueron obtenidos del programa de computadoras para diseño mecánico (SolidWorks 2004). Finalmente I_K toma el valor constante de:

$$I_K = 70,93 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

4.5.1.4 Variables de Control (Velocidad Lineal del Papel)

Por último, se analiza el comportamiento de las variables de control Ve_2 (velocidad lineal en la periferia de la bobina maestra) y Ve_3 (velocidad lineal en la periferia de la bobina a generar) y verificación de la condición cinemática planteada en la ec. 1. Para resumir se adopta una sola velocidad lineal en la periferia (Ve)

Por la ec. 1 se conoce:

$$|\bar{V}_1^{Q2}| = |\bar{V}_1^{P3}|$$

Sustituyendo las variables de control se tiene:

$$Ve = Ve_2 = Ve_3 \tag{ec. 41}$$

La ecuación 41 plantea que los valores de Ve_2 y Ve_3 deben mantenerse iguales en todo momento, lo que efectivamente sucede a lo largo de cada rebobinado. En la figura 4.17 se muestran tres etapas de un mismo rollo: inicio, intermedio y final, verificándose la que Ve_2 y Ve_3 se mantienen entre ambas exactamente el mismo valor para cada instante de tiempo. Además de esto, se mantiene dentro del mismo rango para todos los rollos, como lo muestra la tabla 4.6.

RANGO	3 PULG. A 3 PULG.	3 PULG. A 1 PULG.	3 PULG. A 0,75 PULG.
Valor mínimo (m/s)	0	0	0
Valor máximo @ 300 r.p.m.(m/s)	3,193 (1,602@150r.p.m.)	1,599	0,999

Tabla 4.6 Rango de Velocidad lineal en la periferia para los tres casos

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
58			Variables Cinemáticas								
59			Variables Cinemáticas								
60	Tiempo (min)	Tiempo (s)	w31 (rad/s)	R3 (m)	Ve3 (m/s)	w21 (rad/s)	R2 (m)	Ve2 (m/s)	Alfa2 (rad/s ²)	Izz 2 (Kgm ²)	
61	0.00	0.00	0.000	0.03810	0.000	0.000	0.22860	0.000	0.00000	0.49205	
62	0.02	1.00	15.708	0.03843	0.604	2.640	0.22860	0.604	2.64033	0.49205	
63	0.03	2.00	31.416	0.03907	1.228	5.371	0.22855	1.228	2.73094	0.49159	
64	0.05	3.00	31.416	0.03972	1.248	5.463	0.22843	1.248	0.09201	0.49064	
65	0.07	4.00	31.416	0.04037	1.268	5.555	0.22832	1.268	0.09214	0.48969	
66	0.08	5.00	31.416	0.04102	1.289	5.648	0.22821	1.289	0.09228	0.48871	
67	0.10	6.00	31.416	0.04167	1.309	5.740	0.22809	1.309	0.09242	0.48773	
68	0.12	7.00	31.416	0.04232	1.330	5.833	0.22797	1.330	0.09256	0.48673	
69	0.13	8.00	31.416	0.04297	1.350	5.925	0.22785	1.350	0.09271	0.48571	
70	0.15	9.00	31.416	0.04362	1.371	6.018	0.22773	1.371	0.09286	0.48468	

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
58			Variables Cinemáticas								
59			Variables Cinemáticas								
60	Tiempo (min)	Tiempo (s)	w31 (rad/s)	R3 (m)	Ve3 (m/s)	w21 (rad/s)	R2 (m)	Ve2 (m/s)	Alfa2 (rad/s ²)	Izz 2 (Kgm ²)	
106	0.75	45.00	31.416	0.06702	2.106	9.485	0.22201	2.106	0.10019	0.43843	
107	0.77	46.00	31.416	0.06767	2.126	9.585	0.22181	2.126	0.10045	0.43690	
108	0.78	47.00	31.416	0.06832	2.146	9.686	0.22161	2.146	0.10072	0.43537	
109	0.80	48.00	31.416	0.06897	2.167	9.787	0.22141	2.167	0.10099	0.43382	
110	0.82	49.00	31.416	0.06962	2.187	9.888	0.22121	2.187	0.10127	0.43226	
111	0.83	50.00	31.416	0.07027	2.208	9.990	0.22100	2.208	0.10155	0.43069	
112	0.85	51.00	31.416	0.07092	2.228	10.091	0.22080	2.228	0.10184	0.42910	
113	0.87	52.00	31.416	0.07157	2.249	10.194	0.22059	2.249	0.10212	0.42751	
114	0.88	53.00	31.416	0.07222	2.269	10.296	0.22038	2.269	0.10242	0.42590	
115	0.90	54.00	31.416	0.07287	2.289	10.399	0.22016	2.289	0.10271	0.42428	

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
58			Variables Cinemáticas								
59			Variables Cinemáticas								
60	Tiempo (min)	Tiempo (s)	w31 (rad/s)	R3 (m)	Ve3 (m/s)	w21 (rad/s)	R2 (m)	Ve2 (m/s)	Alfa2 (rad/s ²)	Izz 2 (Kgm ²)	
163	1.60	96.00	31.416	0.10017	3.147	15.043	0.20921	3.147	0.11990	0.34716	
164	1.60	96.25	31.416	0.10034	3.152	15.073	0.20913	3.152	0.12003	0.34666	
165	1.61	96.50	31.416	0.10050	3.157	15.103	0.20905	3.157	0.12017	0.34615	
166	1.61	96.75	31.416	0.10066	3.162	15.133	0.20897	3.162	0.12030	0.34564	
167	1.62	97.00	31.416	0.10082	3.168	15.163	0.20890	3.168	0.12044	0.34514	
168	1.62	97.25	31.416	0.10099	3.173	15.193	0.20882	3.173	0.12057	0.34463	
169	1.63	97.50	31.416	0.10115	3.178	15.223	0.20874	3.178	0.12071	0.34412	
170	1.63	97.75	31.416	0.10131	3.183	15.254	0.20866	3.183	0.12084	0.34361	
171	1.63	98.00	31.416	0.10147	3.188	15.284	0.20858	3.188	0.12098	0.34310	
172	1.64	98.25	31.416	0.10164	3.193	15.314	0.20850	3.193	0.12112	0.34259	

Figura 4.17 Comparación Ve_2 y Ve_3 en las tres etapas del rollo

Por otro lado se observa en la gráfica de la figura 4.18 como la velocidad lineal en la periferia de la bobina se comporta de manera lineal ascendente, indicando la existencia de una aceleración lineal en la periferia en todo momento (A_e), igual a la pendiente de la curva la cual se calcula por la siguiente expresión:

$$A_e = \frac{\Delta V_e}{\Delta t}$$

Con los puntos 2 y 1 como dos puntos coordenados cualesquiera de la curva:

$$A_e = \frac{V_{e_2} - V_{e_1}}{t_2 - t_1} \quad (\text{ec. 42})$$

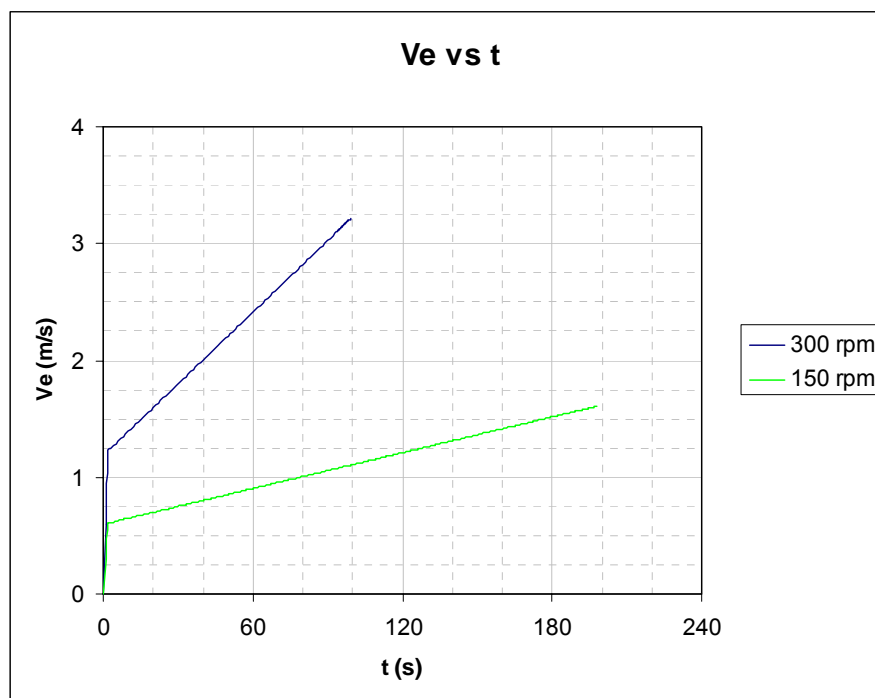


Figura 4.18 Velocidad lineal en la periferia (V_e) vs. tiempo (t)

Tomándose para A_e @ 300 r.p.m. los puntos 2 y 1 como (1,595;20) y (2,718;75) respectivamente, resulta:

$$A_e @ 300 r.p.m. = \frac{2,718 - 1,595}{75 - 20}$$

$$Ae @ 300r.p.m. = 2,042 \times 10^{-2} \frac{m}{s^2}$$

Tomándose para Ae @ 150 r.p.m. los puntos 2 y 1 como (0,800;40) y (1.311;140) respectivamente, resulta lo siguiente:

$$Ae @ 150r.p.m. = \frac{1,311 - 0,800}{140 - 40}$$

$$Ae @ 150r.p.m. = 1,639 \times 10^{-2} \frac{m}{s^2}$$

4.5.2 Resultados Dinámicos

Para comprender los resultados dinámicos que se presentarán más adelante es primordial estudiar el comportamiento del freno y las variables que lo describen.

4.5.2.1 Freno de Cinta

Anteriormente se menciona la utilización de un freno de cinta que permite aumentar la tensión en el papel y mantenerla dentro del rango recomendado, por lo cual está muy relacionado con los momentos torsores en los ejes 2 y 3 y por lo tanto con la potencia necesaria. Para controlar la acción del freno, en otras palabras el valor del momento de frenado, se regula la fuerza aplicada al extremo libre de la cinta, es decir, P₂.

Sin embargo la presión máxima en la cinta (Pa) es directamente proporcional a P₂, a mayor P₂ mayor Pa, por lo que encontramos que P₂ está limitado por dos rangos: el de Pa, que debe mantenerse entre 70 y 280 kPa, y el de la tensión en el papel (F_{TF}), que debe mantenerse entre 45 y 85 N preferiblemente.

Como se describe en la sección 4.3.2, en el cálculo del momento de frenado intervienen tres parámetros geométricos del tambor de freno fundamentales: diámetro (D_T), ancho (b) y el ángulo de contacto (φ) y un parámetro superficial: el coeficiente de roce entre el acero del tambor y el cuero de la cinta.

	V	X	Z	AA	AC	AE	AG
58	Freno						
59							
60	Pa (KPa)	P1 (N)	P2 (N)	Tf (Nm)	Potf (W)	Potf (Hp)	RD (Hp/m2)
61	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
62	278.328	459.242	245.000	11.783	31.112	0.042	12.068
63	278.328	459.242	245.000	11.783	63.291	0.085	24.551
64	278.328	459.242	245.000	11.783	64.375	0.086	24.971
65	278.328	459.242	245.000	11.783	65.461	0.088	25.392
66	278.328	459.242	245.000	11.783	66.548	0.089	25.814
67	278.328	459.242	245.000	11.783	67.637	0.091	26.236
68	278.328	459.242	245.000	11.783	68.728	0.092	26.660
69	278.328	459.242	245.000	11.783	69.821	0.094	27.083
70	278.328	459.242	245.000	11.783	70.915	0.095	27.508

Figura 4.19 Variables del freno

Éstos se determinan mediante un proceso iterativo que nos permitiese mantener P_2 en los límites puntualizados anteriormente y conservarlos en el menor valor posible, es decir, buscando el menor tamaño funcional del tambor para evitar altos valores de inercia y peso así como mayores costos y dificultades en su fabricación y ensamblaje. Para el caso del coeficiente de roce se toma el valor más bajo de la tabla 4.3. Finalmente se fijan los siguientes valores para los parámetros de construcción del freno:

PARÁMETRO GEOMÉTRICO	VALOR
Diámetro del tambor: D_T (m)	0,11
Ancho del tambor: b (m)	0,03
Ángulo de contacto: φ (grados)	120
Coeficiente de roce: μ	0,3

Tabla 4.7 Parámetros finales del freno

En la gráfica de la figura 4.20 se puede observar como durante el desarrollo de los rollos iniciales, se realizan ajustes de P_2 puede mantenerse constante para cada uno, sin embargo este valor tiene que ser cada vez menor para convenir con el rango

de P_a y F_{TF} . En el proceso del último rollo existe la salvedad de un reajuste intermedio del freno para que la tensión en el papel no sea excesiva pero sin llegar al límite inferior para la presión en la cinta.

Una medida importante para asegurar el correcto funcionamiento del freno es la Relación de Desgaste, ella dependerá de la potencia y del área de frenado. Como se menciona en la sección 4.3.2 este parámetro está dividido en tres condiciones de operación, las cuales se muestran junto con los valores obtenidos en la gráfica de la figura 4.21.

Se evidencia que la relación de desgaste se mantiene durante la mayor parte del proceso de rebobinado dentro de la zona 1 que corresponde a la de menor desgaste y se especifica para operaciones frecuentes.

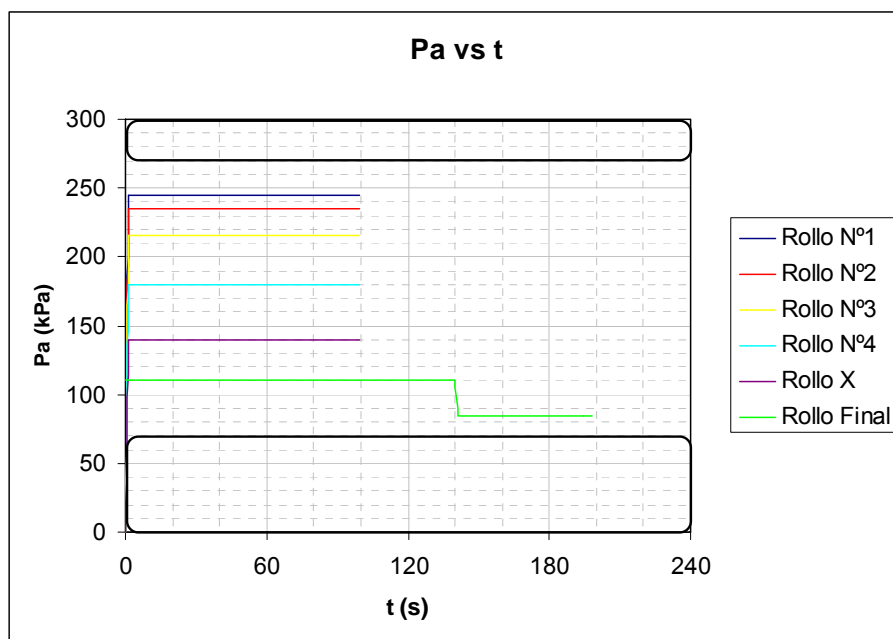


Figura 4.20 Presión máxima en el freno (P_a) vs. tiempo (t)

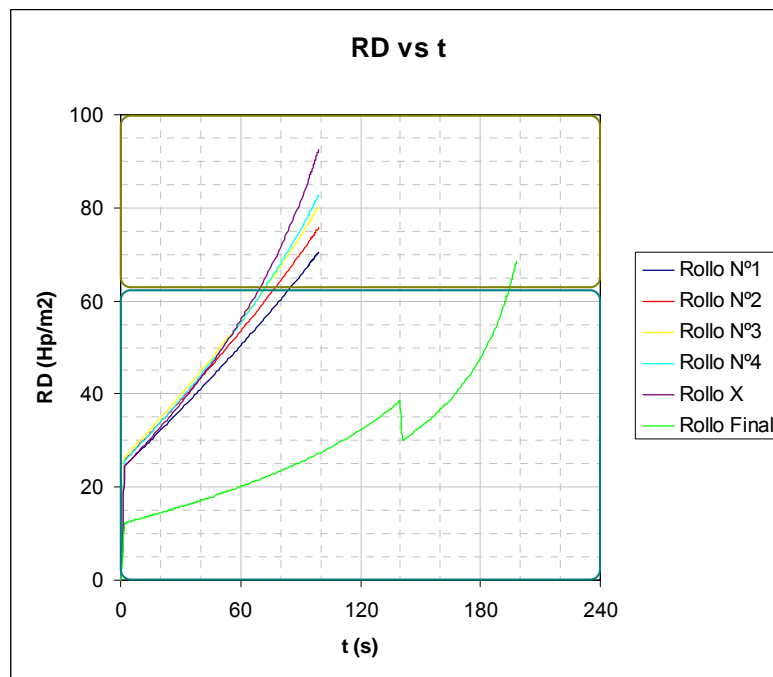


Figura 4.21 Relación de desgaste (RD) vs. tiempo (t)

4.5.2.2 Momento Torsor en el Eje 2 (M_{T2F})

Una vez conocido el comportamiento y los parámetros de funcionamiento del freno de cinta se puede realizar el análisis de los momentos torsores en el eje 2 y en eje 3 al igual que la potencia demandada.

Comenzaremos por el momento en el eje 2, mostrado en la figura 4.22. El momento torsor mantiene un comportamiento casi constante con tendencia a disminuir con el número de rollos, comportamiento contrario al vistos ocasiones anteriores, presentando un notorio valor máximo al comienzo de cada rollo, en la etapa de aceleración. Esto es muy importante ya que el pico del primer rollo representa el valor máximo de torque para el eje 2 y se convierte en el parámetro básico de diseño para este eje y los demás componentes relacionados con él. Esta zona se muestra ampliada en la figura 4.23.

En ella se aprecia con mayor precisión el pico de aceleración, hallando mayor el del primer rollo el cual tiene un valor máximo de:

$$M_{T2F} @ 1^{\circ} \text{ rolo} = M_{T2FMAX} = 13.16 Nm$$

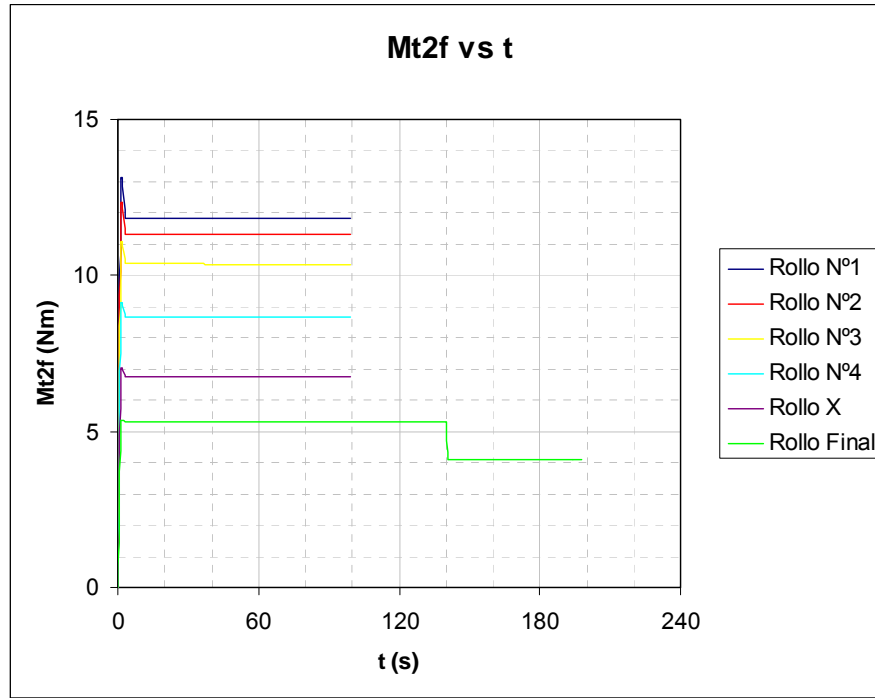


Figura 4.22 Momento torsor eje 2 (M_{T2F}) vs. tiempo (t)

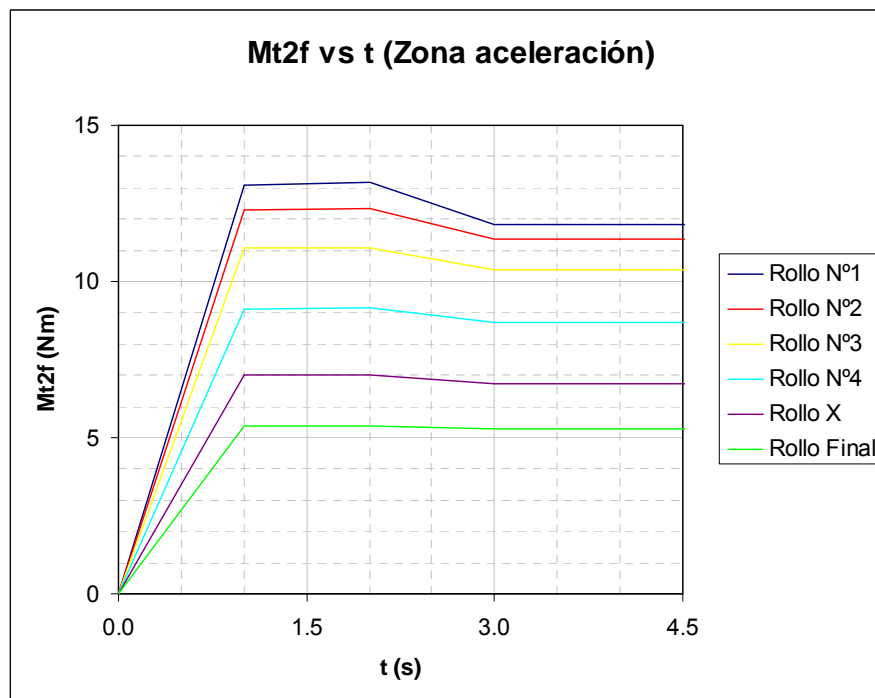


Figura 4.23 Zona de aceleración Momento torsor eje 2

En la grafica de la figura 4.24 se comprueba que la condición crítica ocurre en el rebobinado de 3 pulg. a 3 pulg., ratificando el resultado anterior.

Volviendo a la figura 4.22 se observa como en el último rollo existe la presencia de una caída repentina en el valor del torque, éste se debe al ajuste realizado en el freno a través de P_2 (explicado con anterioridad) el cual trae como consecuencia una pérdida de tensión, causante directo este fenómeno.

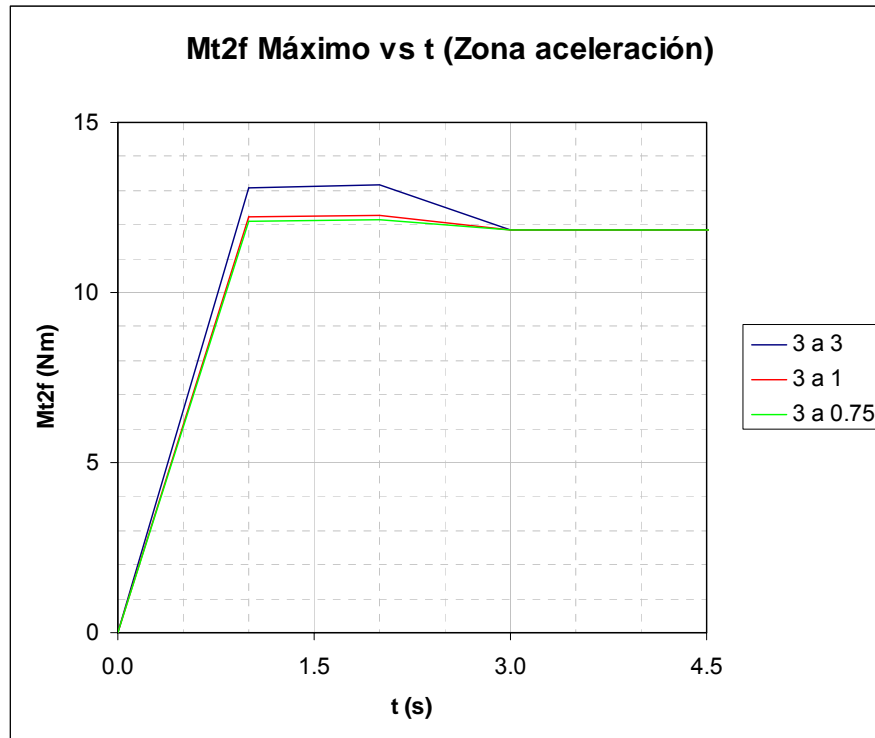


Figura 4.24 Momento torsor máximo en el eje 2 para los 3 casos

4.5.2.3 Momento Torsor en el Eje 3 (M_{T3F})

Para el momento torsor en el eje 3 la figura 4.25 muestra la variación del mismo en el tiempo.

A diferencia del momento torsor en el eje 2, este tiene la tendencia a aumentar en el transcurso del mismo rollo y de igual manera conforme pasan los rollos y disminuye el diámetro de la bobina maestra (comportamiento similar al de ω_{21}), constatando un valor máximo en último rollo de:

$$M_{T3F} @ \text{rollo final} = M_{T3F \text{ MAX}} = 10,978 \text{ Nm}$$

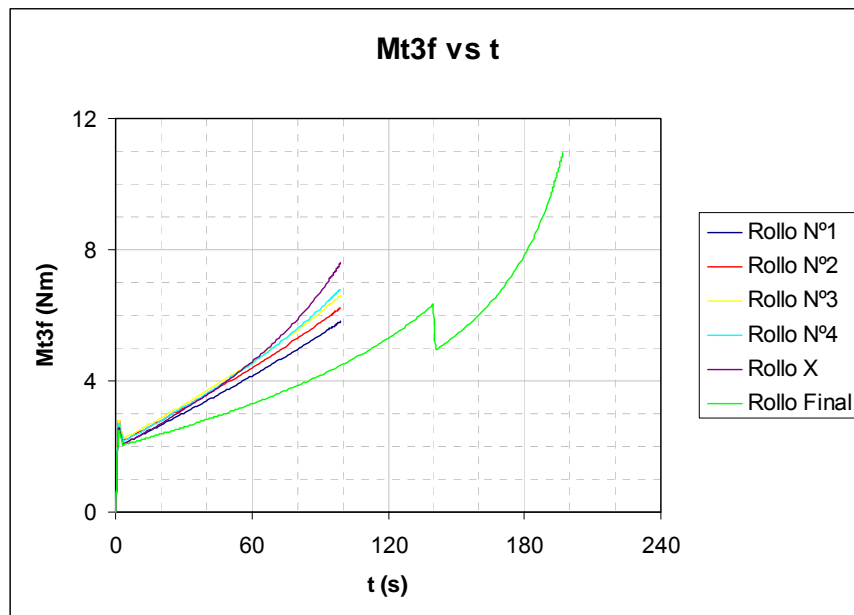


Figura 4.25 Momento torsor eje 3 vs. tiempo (t)

Hay que recordar que, como se menciona en la sección 4.3.1, este momento torsor necesita ser ajustado durante la etapa de aceleración, para así tomar en cuenta los efectos inerciales de los componentes relacionados con dicho eje. Siguiendo las ecuaciones allí planteadas (ec. 28, ec. 29 y ec. 30) se construye la tabla 4.8, tomando la velocidad del sistema (n_s) como 300 r.p.m. y la aceleración angular del sistema (α_s) como 15,708 (los valores de inercia iniciales son obtenidos del programa de computadoras de diseño mecánico SolidWorks 2004)

Finalmente, la constante de aceleración inercial resulta:

$$I_A = 0,4597 Nm$$

De igual manera que en el momento torsor en el eje 2, se demuestra que el momento torsor crítico ocurre en el caso de rebobinado de 3 pulg. a 3 pulg. como se aprecia en la gráfica en la figura 4.26.

PIEZA	N	RPM	I (kg*m²)	I_e (kg*m²)	α_{31} (rad/s²)	M_{TI} (Nm)
Sujetador de core 3".	1	300	2,335x10 ⁻³	2,335x10 ⁻³	15,708	0,0367
Eje	1	300	9,376x10 ⁻⁴	9,376x10 ⁻⁴	15,708	0,0147
Polea Diám. mayor	1	300	1,828x10 ⁻³	1,828x10 ⁻³	15,708	0,2871
Polea Diám. mayor	1	950	8,473 x10 ⁻⁴	8,193 x10 ⁻⁴	15,708	0,0257
Rodillos guía	2	295	6,060x10 ⁻³	6,077x10 ⁻³	15,708	0,0955
TOTAL						0.4597

Tabla 4.8 Cálculo de I_A

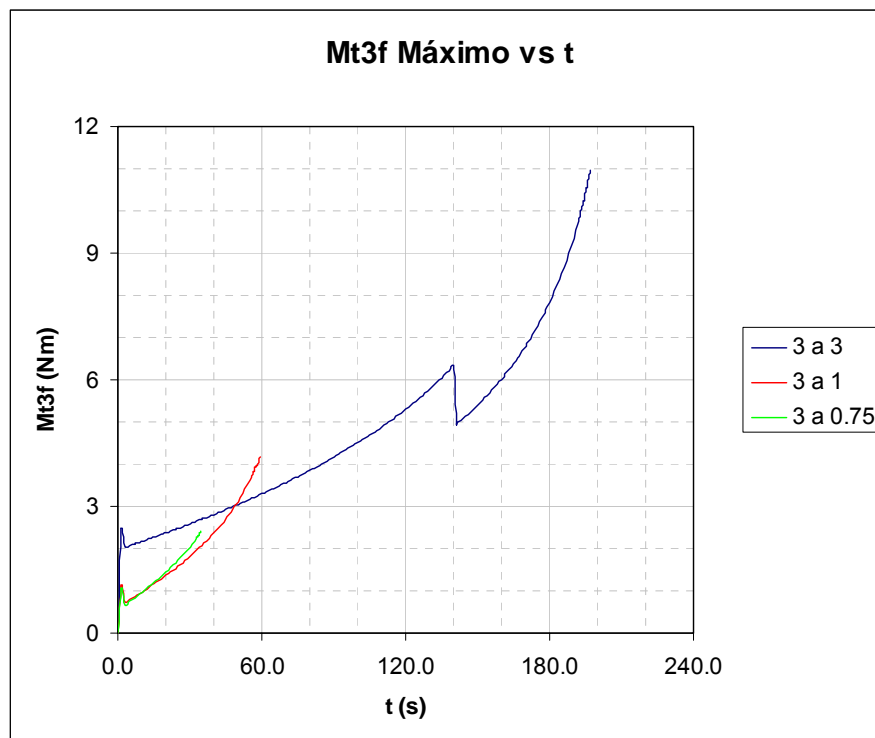


Figura 4.26 Momento torsor máximo en el eje 3 para los 3 casos

Este valor es sumamente importante porque en primer lugar representa el parámetro de diseño básico para el eje 3 y los demás componentes a él relacionados, en segundo lugar nos permite calcular la potencia máxima necesaria y así tener bases suficientes para dimensionar el motor eléctrico a instalar. Hay que tener muy en

cuenta que este momento torsor es consecuencia directa de la tensión en el papel, por que lo que se encuentra limitado, de allí el ajuste de P_2 necesario al final del último rollo, para evitar tensiones excesivas que produzcan valores de muy elevados que imposibiliten el diseño.

4.5.2.3 Potencia en el Eje 3 (Pot_{3F})

Como la potencia en el eje 3 mantiene una estrecha relación con el momento torsor de dicho eje, es de esperar que se observe en la figura 4.27 un comportamiento muy similar a este, en otras palabras, aumentar en el transcurso del mismo rollo y al mismo tiempo es cada vez mayor conforme disminuye el diámetro y la cantidad de papel en la bobina maestra. Una vez más se evidencia el ajuste de tensión en el último rollo, que como consecuencia directa de la disminución del valor del momento torsor se observa una reducción en la potencia requerida. Sin embargo, ésta alcanza un valor máximo en el penúltimo rollo debido que se trabaja a una velocidad de operación de 31,416 rad/s (300 r.p.m.) a diferencia del rollo final donde también se limita la velocidad de operación a 15,708 rad/s (150 r.p.m.), de:

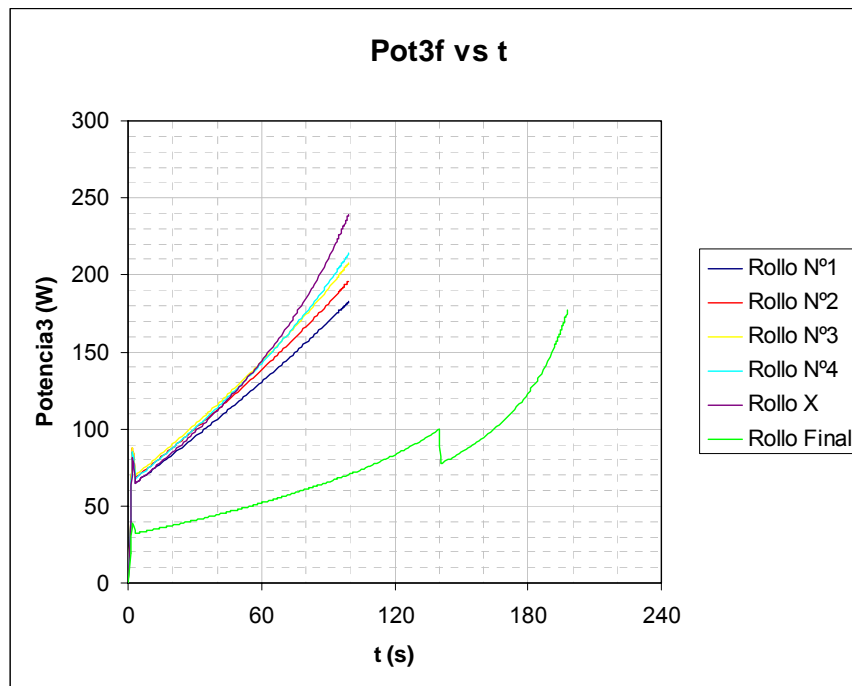


Figura 4.27 Potencia en el eje 3 (Pot_{3F}) vs. tiempo (t)

$$Pot_{3F} @ \text{penúltimo rollo} = Pot_{3F MAX} = 235,535w = 0,316Hp$$

Por último de nuevo se verifica que la potencia máxima ocurre en el caso de rebobinado de 3 pulg. a 3 pulg. al observar la figura 4.28.

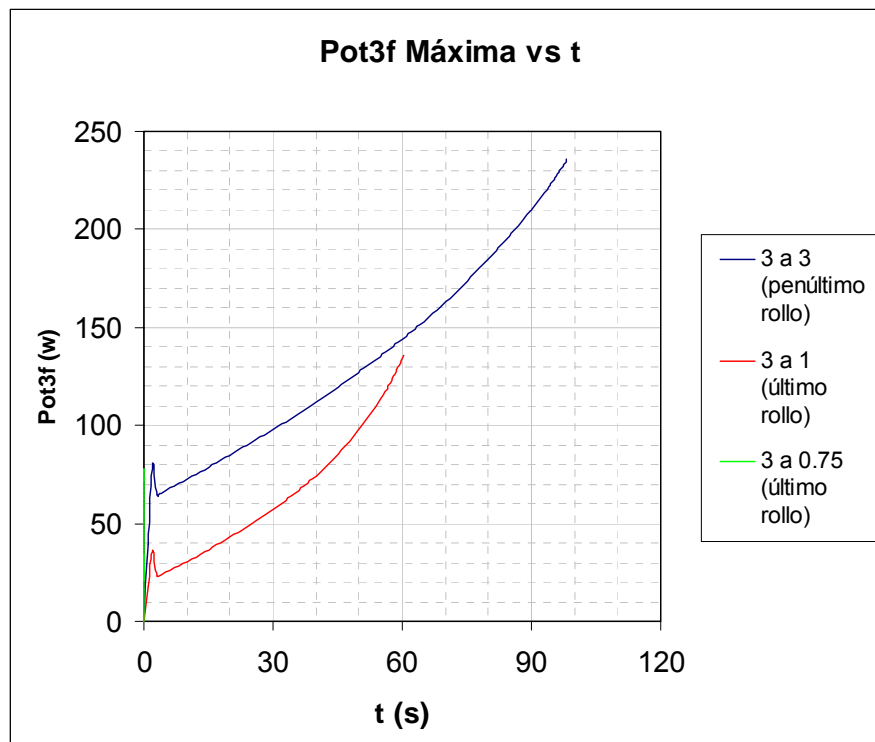


Figura 4.28 Potencia máxima en el eje 3 para los 3 casos

4.6 Componentes Y Sistemas Que Conforman La Rebobinadora.

La mesa automática para rebobinar rollos de etiquetas y papel está constituida por una serie de elementos tal como se muestra en la figura 4.29. A partir de ella se procederá a explicar en detalle cada uno de los componentes:

❖ Sistema de Rotación Bobina Maestra:

En este sistema se coloca la Bobina Maestra de papel del cual se extrae la materia prima necesaria para el proceso de rebobinado de rollos de etiquetas y papel.

Son cuatro los componentes que conforman este sistema:

1. Sujetador de core.
2. Eje principal.
3. Bocina soporte del eje.
4. Freno de cinta.

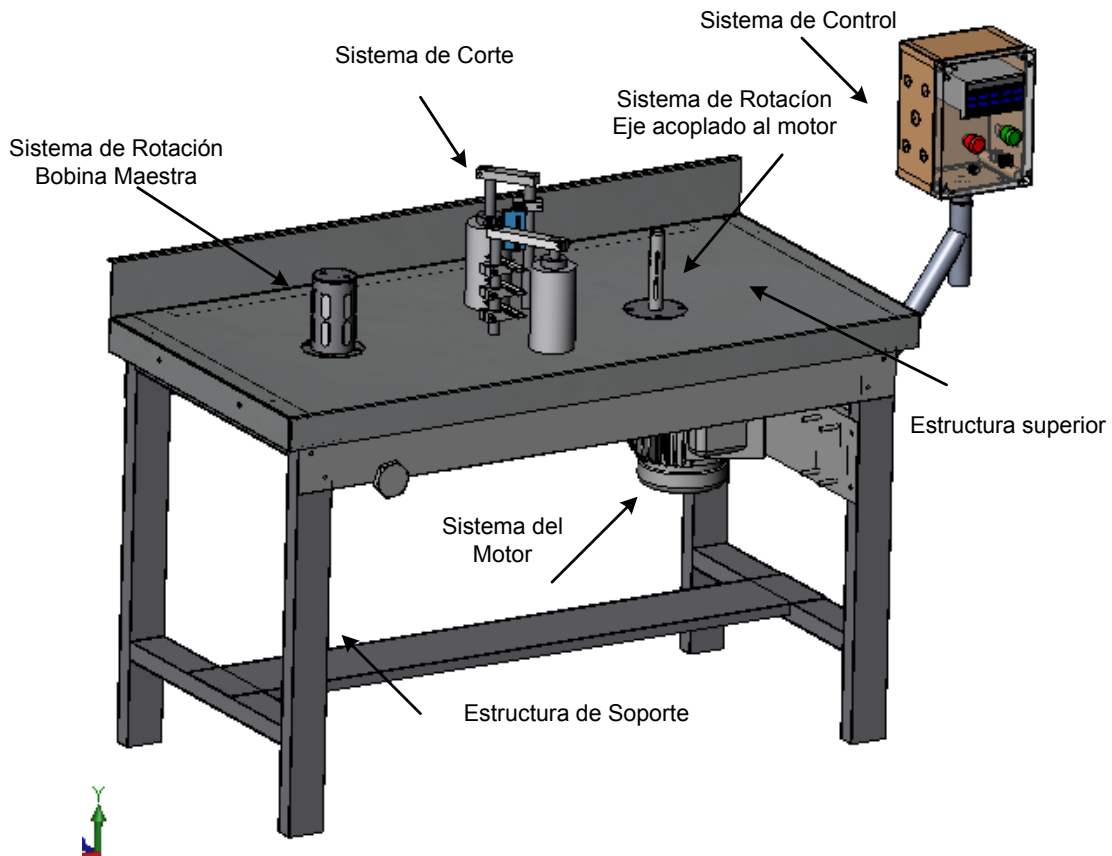


Figura 4.29 Esquema general de la mesa automática de rebobinado

◆ Sistema De Rotación-Eje Acoplado Al Motor

El sistema de rotación-eje acoplado al motor es donde ocurre el proceso de rebobinado en sí, en dicho sujetador de core se producen los rollos de etiquetas y papel contabilizados y cortados, en el caso de que sea necesario realizar los cortes.

Como su nombre lo dice dicho sistema es el que recibe y transmite la potencia del motor, para ello el sistema consta de los siguientes elementos:

1. Sujetador de Core.

2. Eje principal.
3. Bocina soporte eje.
4. Polea.

◆ **Estructura de soporte**

Esta estructura de soporte sirve de armazón o cuerpo en donde se fijarán todos los demás elementos que permiten el desarrollo del proceso de rebobinado. La construcción se conforma de un conjunto de tubos estructurales y láminas de acero.

◆ **Estructura superior**

La estructura superior es la que denominamos “tope”; éste está conformado por dos elementos principales: una lámina de acero, que sirve de guía de fijación de todos los elementos que conforman la mesa rebobinadora, y una lámina de acero inoxidable en donde se apoyan las bobinas de papel y se realiza el proceso de rebobinado.

◆ **Sistema de Motor**

Como su nombre lo dice es el sistema que consta del motor y su sistema de fijación. Los elementos que la conforman son el motor y para su ubicación se utiliza una lámina de acero la cual es fijada al armazón o cuerpo de la mesa rebobinadora.

◆ **Sistema de Corte y Control**

Es un sistema de importancia en donde se realizan las operaciones de corte y conteo de etiquetas. Para ello es necesario de tres sub-conjuntos fundamentales:

1. Sistema de rodillos guía.
2. Sistema de corte.
3. Sistema de control.

4.7 Sistema de Rotación Bobina Maestra.

4.7.1 Sujetador de core

Es un elemento neumático que permitirá realizar la unión entre el core y el eje; es la conexión que permite el giro del papel para el desenvolvimiento del proceso de rebobinado y se adapta a tres diámetros elementales requeridos por la empresa: 3", 1" y 0.75".

Se realiza un diseño homogéneo para las dimensiones antes mencionadas, el cual consta básicamente de los siguientes elementos:

1. Cilindro ranurado.
2. Sistema interno de accionamiento neumático.
3. Elementos de sujeción al core.
4. Base de sujeción al eje.

La figura 4.30 muestra una idea general de lo que se desea.

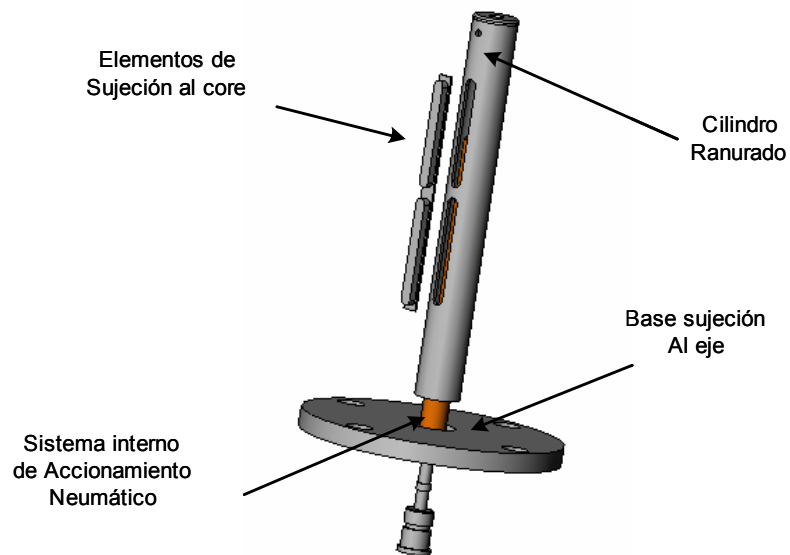


Figura 4.30 Diseño sujetador de Core

El material utilizado los cilindros ranurados fue acero AISI 1045 con una resistencia a la fluencia $S_y = 310$ MPa y una resistencia última a la tracción de $S_{ut}=570$ MPa. El cilindro ranurado externo estará soldado a la base de sujeción al eje que posee el mismo material y se diseña con 110mm de diámetro; ésta base posee cuatro agujeros que permiten la sujeción del sujetador de cores al eje para transmitir el movimiento de giro.

Los tres sujetadores de cores poseen la misma base de sujeción al eje para facilitar el cambio de sujetadores a la hora de trabajar.

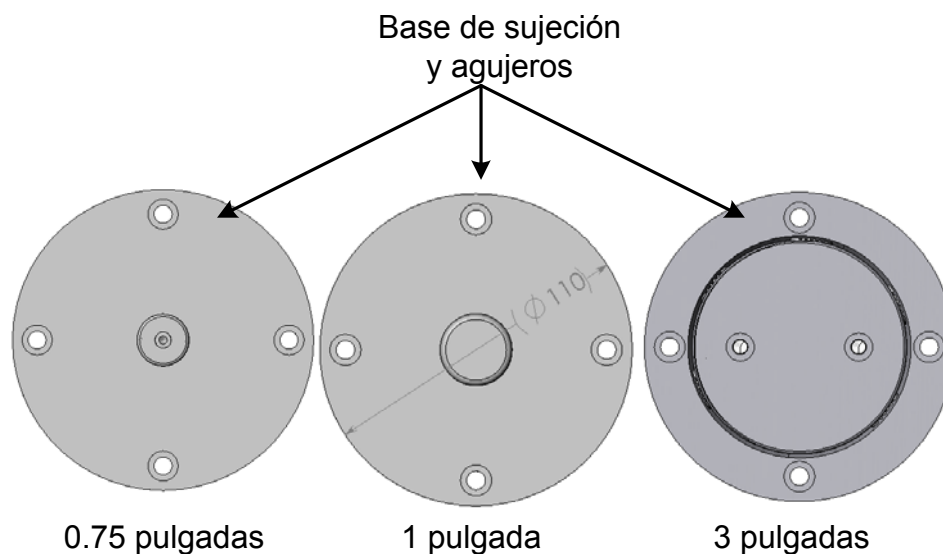


Figura 4.31 Vista superior de los sujetadores de core

Todos ellos poseen un sistema neumático interno que permite la sujeción del core. El funcionamiento de este sistema es muy semejante a los módulos de sujeción neumáticos de membrana (módulos de sujeción EV FESTO) adecuados para la sujeción rápida de piezas ligeramente irregulares y sensibles con pequeñas desviaciones dimensionales, esta serie módulos puede ser montada en todo tipo de máquinas y manipuladores. Por su diseño plano y su fuerza relativamente grande son especialmente apropiados para la sujeción de piezas paralelepípedas. Dado a que no tienen limitación de la carrera, únicamente pueden funcionar si tienen una pieza de tope contra la cual actuar. La fuerza de retorno se hace por medio de una membrana. (Ver Anexo 4)

Debido al costo en que incurren estos dispositivos neumáticos y que solamente son adaptables para el sujetador de core de 3" a causa de dimensiones, se opta por diseñar un sistema más práctico que permita su construcción y adaptación a los tres tamaños deseados, siempre basándose en el mismo principio de funcionamiento.

Para el sistema de accionamiento neumático se adaptó la premisa de utilizar elementos comunes en el mercado. En el caso del sujetador de core de 3" se usó una tripa de moto RIN 18 2.75-3.00 pulgadas, para el sujetador de cores de 1" se usó una tripa de bicicleta de ciclismo RIN 24 0.75 pulgadas y para el último caso de 0.75" se usa una manguera de Látex de uso común para la realización de torniquetes y extracción de sangre número 6. Al activarse el sistema de accionamiento neumático los elementos antes mencionados impulsan unas chavetas de Aluminio 6061T6, adaptadas cada una al ranurado de cada uno de los cilindros externos, su función radica en hacer presión sobre la cara interno del core en donde al momento de giro del conjunto el core y el sujetador de core se comporten como un solo cuerpo.

4.7.2 Cálculo del esfuerzo máximo y deflexiones en los sujetadores de core

Debido al complejo enfoque que lleva un análisis de los esfuerzos y las deflexiones para sujetadores de core con condiciones de carga muy específicas, se buscó una solución aproximada mediante una asesoría en el uso del programa *Visual Nastrand*, el cual posee herramientas para obtener aproximaciones de los esfuerzos y las deflexiones mediante elementos finitos. El esfuerzo máximo obtenido de este análisis representa la tensión de *Von Mises* valor que considera los esfuerzos principales del círculo de Mohr.

Las condiciones de apoyo iniciales se dará debido al acople entre el sujetador de core y el eje principal. El elemento está sometido a un momento torsor y genera los siguientes resultados.

De la figura 4.32 se obtiene el valor del esfuerzo máximo $\sigma_{\max} = 9.23MPa$. Considerando un factor de seguridad para el diseño $\eta = 3$ para aplicaciones industriales [12] se compara el esfuerzo máximo obtenido con el esfuerzo admisible mediante la ecuación [17]:

$$\sigma_{admisible} = \frac{S_y}{\eta}$$

(ec. 43)

$$\sigma_{admisible} = \frac{310MPa}{3} = 103,33MPa$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{admisible}$$

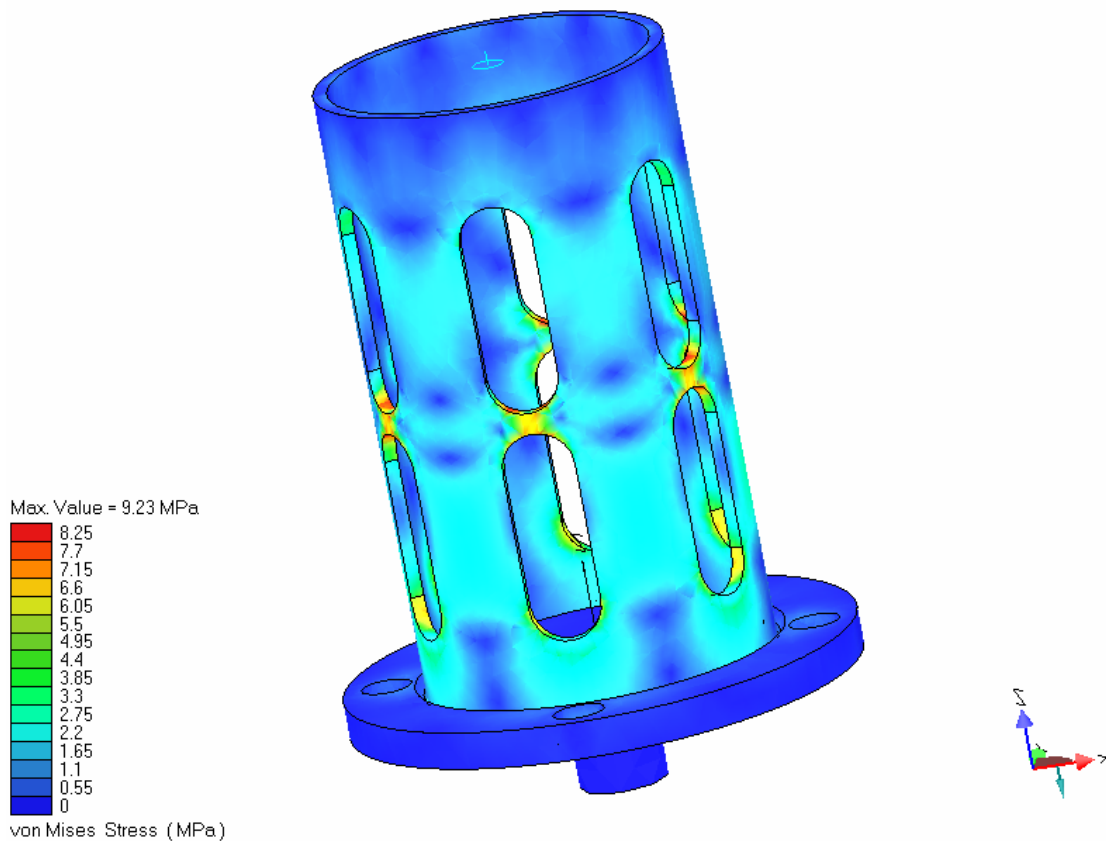


Figura 4.32. Esfuerzos obtenidos para el sujetador de core tres pulgadas, por medio de Visual Nastrand 4D.

De la figura 4.33 se obtiene que el valor máximo de deflexión en el sujetador de core de 3" es $Y_{max} = 0.00325mm$.

De manera análoga se realizaron las pruebas para las otras dimensiones de sujetadores de cores y en la siguiente tabla 4.9 se muestran los resultados.

ϕ Sujetador de core (pulg.)	σ_{\max} (Mpa)	$\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{admisible}}$	Y_{\max} (mm)	Error
0.75	12,6	Si	0.0393	13.5%
1	10.8	Si	0.0298	11.5%

Tabla 4.9 Resultados análisis de esfuerzos, Visual Nastrand 4D

Deformations scaled by 2.06e+3

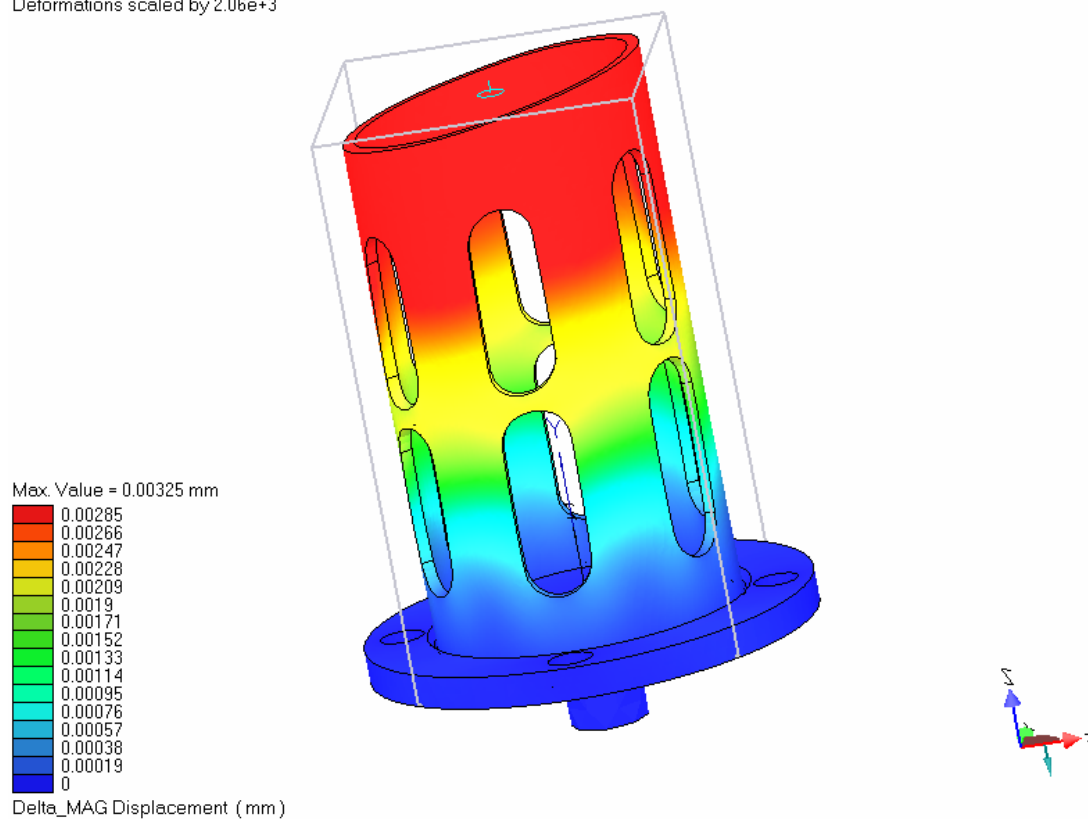


Figura 4.33 Desplazamientos obtenidos en sujetador de core 3", por medio de Visual Nastrand 4D.

4.7.3 Cálculo de las reacciones, distribución de momento flector, fuerza cortante y torque para el eje principal.

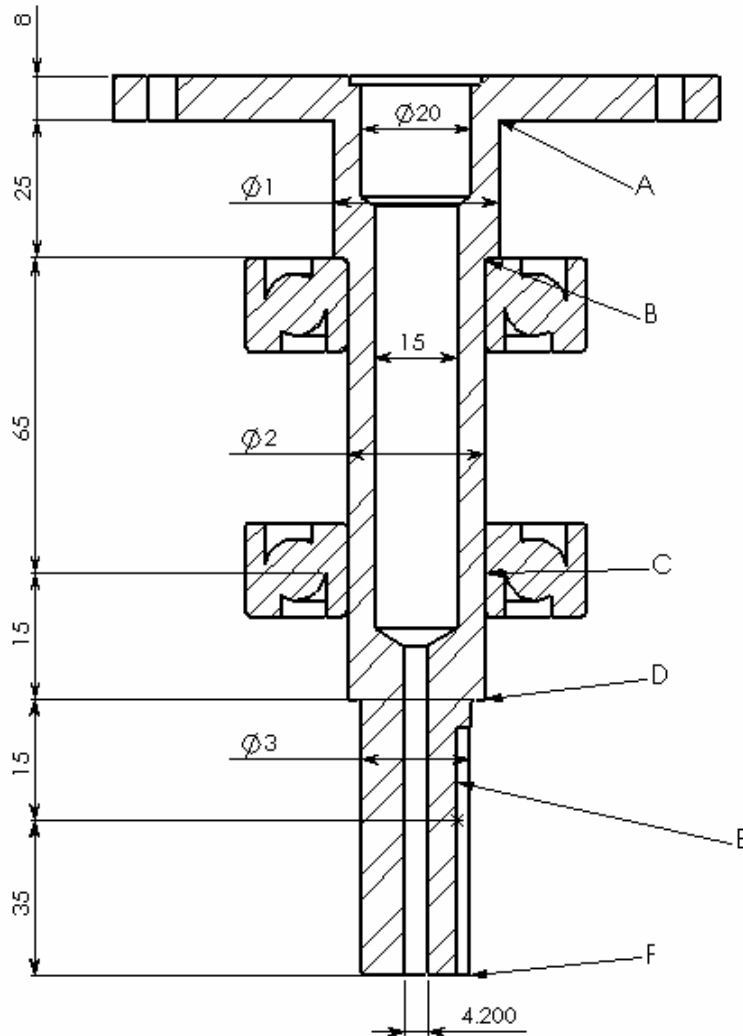


Figura 4.34 Corte del eje principal

En la fig. 4.34 se muestra un esquema modelo del eje que se va a utilizar. El eje no es un eje macizo, como comúnmente se estudia. En nuestro caso, como el modo de operación de los sujetadores de core es por medio de aire comprimido, es necesario que el eje adopte este tipo de geometría para permitir el paso del mismo y permita el accionamiento de los sujetadores de core.

Para la decisión de los diámetros internos se tomaron las siguientes consideraciones:

- ◆ 20 mm debido al diseño previo de la base del sujetador de cores, ya que este agujero hace de guía para el mismo.
- ◆ Los 15 mm se adoptan un poco antes del punto B para garantizar mayor cantidad de material donde se hace el cambio de sección en la parte exterior del eje, donde además se asientan los rodamientos.
- ◆ Los 4,20 mm debido al agujero inicial que es necesario para roscar el racor rápido de rosca M5 (componente neumático).

Es importante denotar que el proceso de diseño del eje se realizó en dos etapas: una primera etapa ocurre cuando se completa el análisis con el primer valor de momento torsor obtenido de los cálculos dinámicos; una vez concluido esto y en conjunto con los diseños definitivos tanto del freno como del sujetador de core se procede a la segunda etapa donde se trabaja con el momento torsor real corregido lo que permitirá realizar el ajuste del cálculo previo y poder definir por completo el diseño del eje.

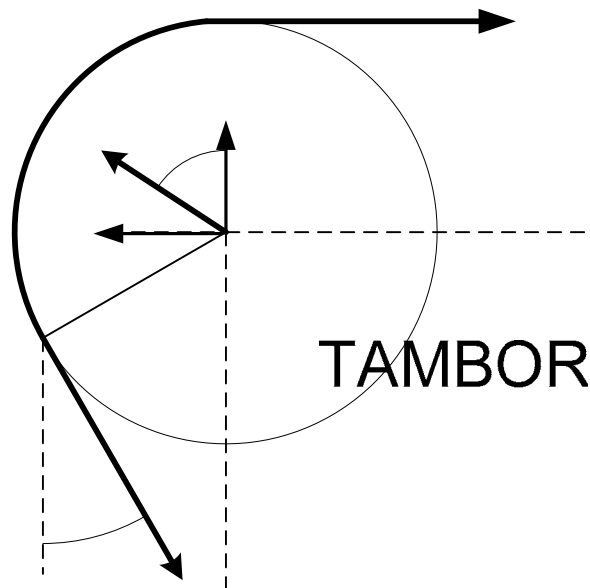
De todos los procesos estudiados en la hoja de cálculo, el proceso de rebobinado de tres pulgadas a tres pulgadas resulta ser el proceso crítico el cual será base para los subsiguientes estudios.

En el esquema de la figura 4.34 las reacciones en los puntos B y C corresponden a las fuerzas provenientes de los rodamientos que sirven de apoyo para mantener la alineación del eje principal. Estas reacciones ocurren debido al efecto del frenado en el tambor del freno de cinta, en la cinta se generan dos fuerzas, una en cada uno de sus extremos, las cuales actúan sobre el eje como se muestra en la figura 4.35.

Realizando sumatoria de fuerzas en la dirección X y en la dirección Y e igualando a cero se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_x = P_2 \cdot \cos 30^\circ - P_{RX} = 0 \quad (\text{ec. 44})$$

$$\sum F_y = P_2 \cdot \text{sen}30^\circ + P_1 - P_{RY} = 0 \quad (\text{ec. 45})$$



P_R

α

Figura 4.35 Efecto de las fuerzas del freno sobre el eje

Despejando P_{RX} y P_{RY} se obtienen las siguientes ecuaciones:

P_{RY}

$$P_{RX} = P_2 \cdot \cos 30^\circ$$

(ec. 46)

$$P_{RY} = P_2 \cdot \text{sen} 30^\circ + P_1$$

(ec. 47)

Conociendo que $P_1 = 451,24 \text{ N}$ y $P_2 = 245 \text{ N}$ de la hoja de cálculo y sustituyéndolas en las ecuaciones 46 y 47 respectivamente:

CINTA

$$P_{RX} = 245 \text{ N} \cdot \cos 30^\circ = 212,18 \text{ N}$$

$$P_{RX} = 212,18 \text{ N}$$

$$P_{RY} = 245 \text{ N} \cdot \text{sen} 30^\circ + 459,24 \text{ N} = 581,74 \text{ N}$$

30°

$$P_{RY} = 581,74 \text{ N}$$

P_2

Luego se procede estudiar el las fuerzas que actúan a lo largo del eje (ver figura 4.36):

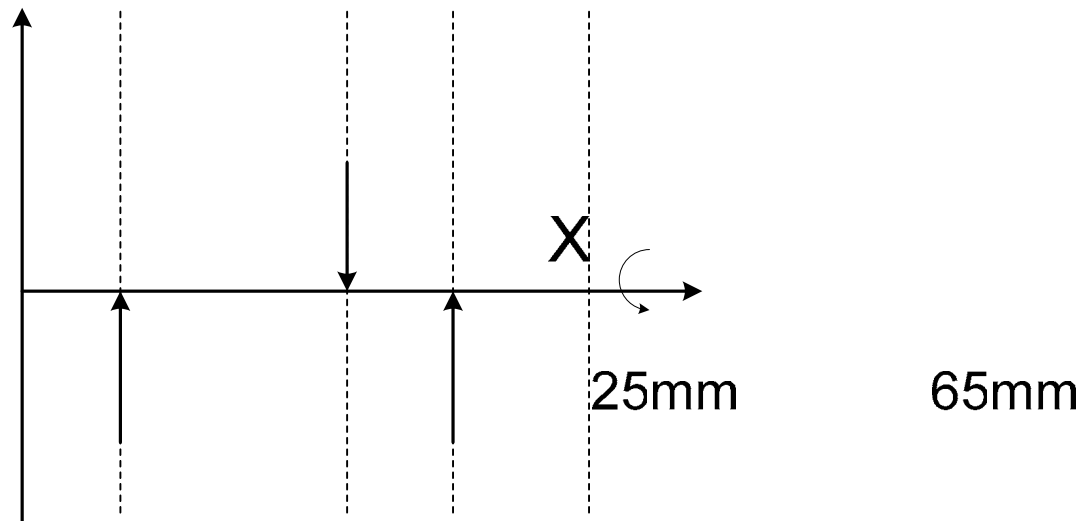


Figura 4.36 Diagrama de cuerpo libre Plano X-Z

Haciendo sumatoria de momentos en el punto B e igualando a cero se tiene la siguiente expresión:

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow -R_{CX} \cdot 65\text{mm} + P_{RX} \cdot 95\text{mm} = 0 \quad (\text{ec. 48})$$

Despejando la reacción R_{CX} se tiene:

$$R_{CX} = \frac{P_{RX} \cdot 95\text{mm}}{65\text{mm}}$$

A

B

(ec. 49)

Sustituyendo el valor de P_{RX} en la ecuación 49 se obtiene:

$$R_{CX} = \frac{212,18 \cdot 65\text{mm}}{95\text{mm}}$$

R_{BX}

$$R_{CX} = 310,11\text{N}$$

Inmediatamente se procede a realizar sumatorias de fuerzas en la dirección del eje X e igualando a cero se consigue:

$$\sum F_X = R_{BX} - R_{CX} + P_{RX} = 0 \quad (\text{ec. 50})$$

Despejando la incógnita R_{BX} se tiene:

$$R_{BX} = R_{CX} - P_{RX}$$

(ec. 51)

Sustituyendo los valores de R_{CX} y P_{RX} en la ecuación 51 se obtiene :

$$R_{BX} = 310,11N - 212,18N$$

$$R_{BX} = 97,93N$$

De igual manera se hace para el plano Y-Z

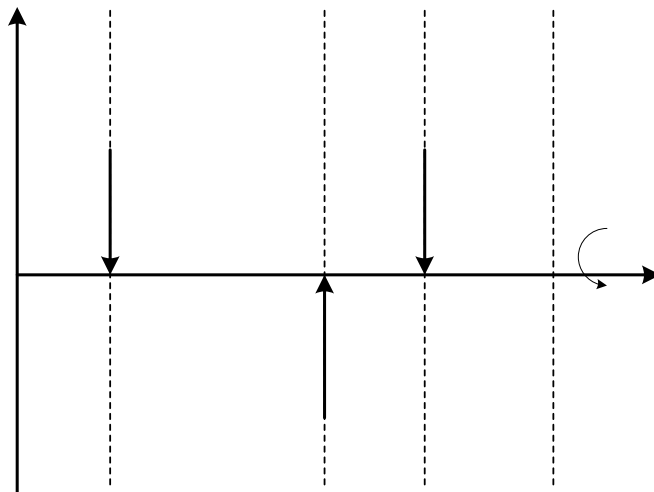


Figura 4.37 Diagrama de cuerpo libre Plano Y-Z

Realizando el mismo procedimiento para el cálculo de las reacciones se consigue:

$$R_{CY} = 850,24N$$

$$R_{BY} = 268,50N$$

Y

25mm

65mm

Conocidas las reacciones se construyen los diagramas de fuerzas cortantes y momento flector con la finalidad de encontrar las zonas críticas, los diagramas se observan en las 4.38 y 4.39 respectivamente.

R_{BY}

A

B

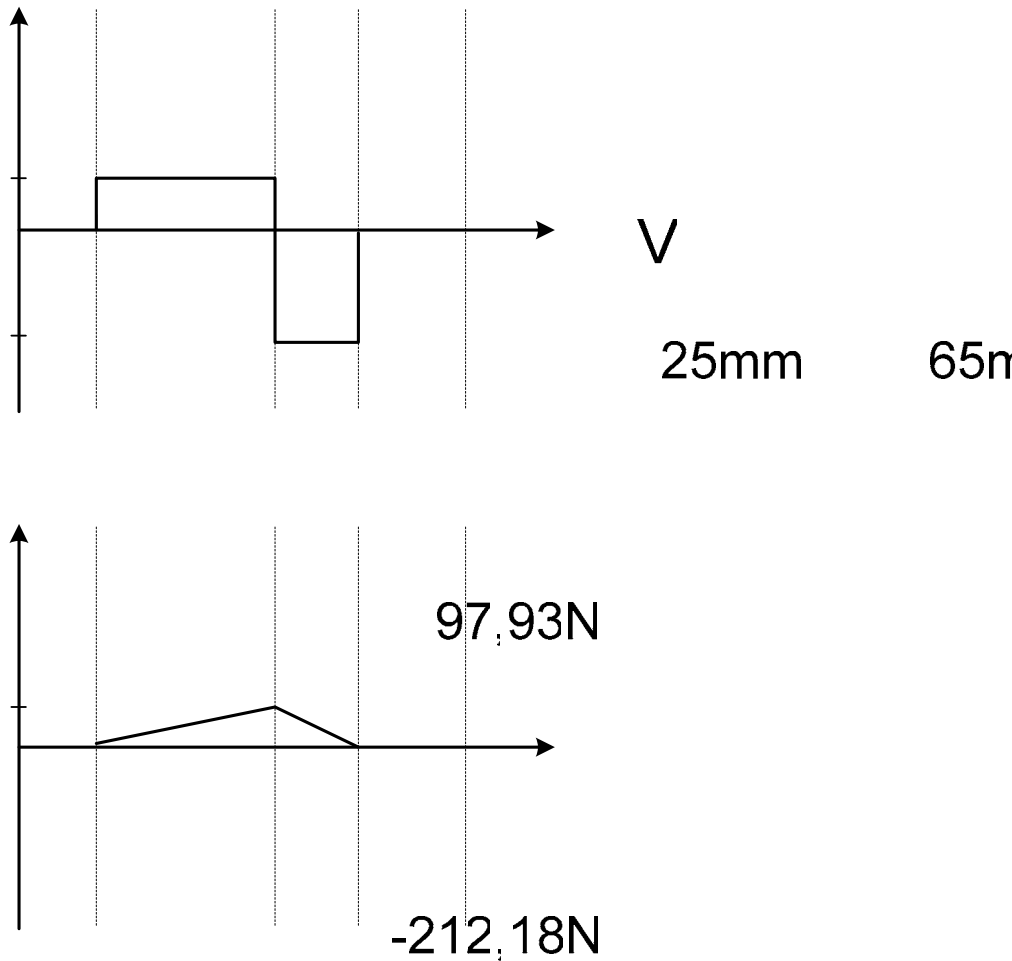


Figura 4.38 Diagrama de fuerza cortante y momento flector plano X-Z

La flecha o eje según los datos obtenidos el inciso 4.5.2.2 estará sometido a un torque máximo de $13,16\text{ Nm}$, el cual servirá para la continuación del diseño. El torque solicita al eje desde el punto A, donde existe la unión con el sujetador de core, hasta el punto E, donde se encuentra el freno de cinta; éste análisis se refleja en la figura 4.40.

25mm 65m

6,37 Nm

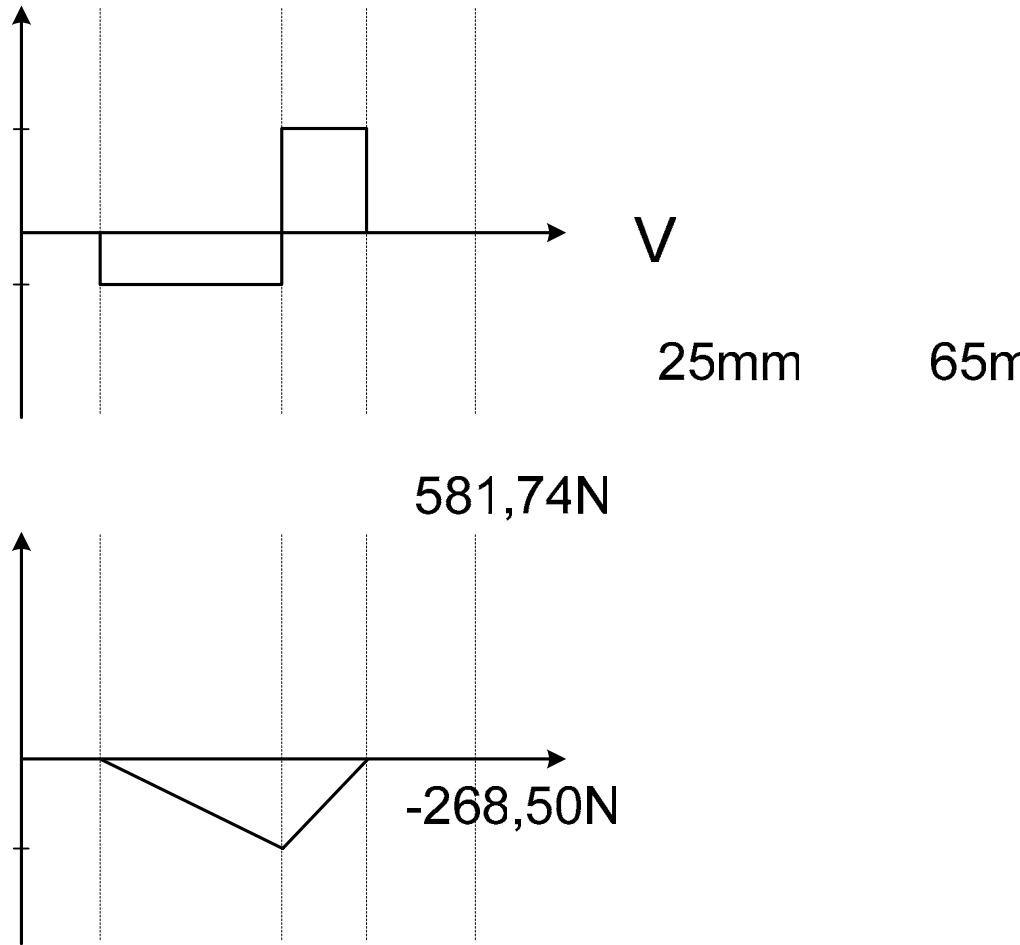


Figura 4.39. Diagrama de fuerza cortante y momento flector plano Y-Z

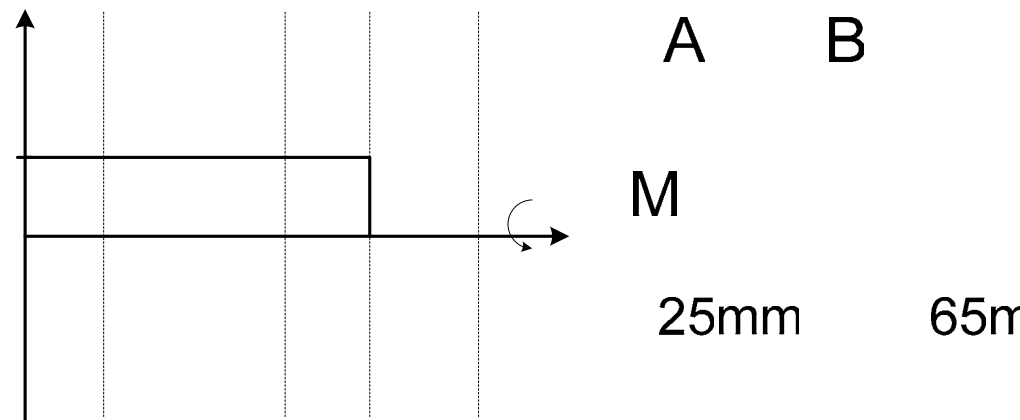


Figura 4.40 Diagrama de distribución del torque a lo largo del eje

4.7.4 Cálculo del diámetro mínimo para el eje principal.

Para el cálculo de los diámetros mínimos requeridos, es necesario explicar las modificaciones que sufren las ecuaciones típicas de diseño debido a la concepción hueca del eje.

El esfuerzo se calcula mediante la siguiente expresión [12]:

$$\sigma = \frac{M}{Z} \quad (\text{ec. 52})$$

Donde M es el momento de flexión de la sección y Z se define como el coeficiente de sección.

El esfuerzo de corte por Torsión se determina de la siguiente manera [12]:

$$\tau = \frac{T}{Z_p} \quad (\text{ec. 53})$$

T es el torque al que se encuentra sometido el eje y Z_p coeficiente de sección polar.

El eje en cuestión es un elemento circular hueco y para él se tiene los siguientes valores de Z y Z_p [12]:

$$Z = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} \quad (\text{ec. 54})$$

$$Z_p = 2Z \quad (\text{ec. 55})$$

Donde D es el diámetro externo del elemento circular y d es el diámetro interno.

Sustituyendo la ecuación 55 en la ecuación 53 se obtiene el valor del esfuerzo de corte por tensión de cualquier punto que se encuentren solicitados por acción del torque, éste valor no debe exceder del valor máximo permisible. El razonamiento anterior conlleva a la siguiente expresión:

$$\tau_{admissible} = \frac{S_y}{2\eta} \quad (\text{ec. 56})$$

$$\frac{16T \cdot D}{\pi(D^4 - d^4)} = \frac{S_y}{2\eta} \quad (\text{ec. 57})$$

Como se desea conocer el valor del diámetro exterior, en la expresión anterior se introducirá una nueva variable (A) que viene dada por:

$$A = \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right) \quad (\text{ec. 58})$$

Esta variable A se convierte en la incógnita a determinar, igualando la ecuación 57 y la 58 se puede determinar su valor:

$$\boxed{A = \frac{32 \cdot T \cdot \eta}{\pi \cdot S_y}} \quad (\text{ec. 59})$$

Una vez conseguido el valor de A por medio de la ecuación 59 se procede a despejar el valor del diámetro exterior de la ecuación 58. Es importante mencionar que esto conlleva a un proceso iterativo debido a que es necesario fijar previamente al cálculo del diámetro externo un diámetro interno para cada una de las secciones.

Un análisis similar ocurre en aquellos puntos que se encuentran sometidos a la acción de flexión con inversión y torsión constante; para ello se utilizará la ecuación de Goodman Tresca [17]:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{1}{Z} \cdot \left[\left(\frac{M \cdot K_f}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{ec. 60})$$

Donde η es el factor de seguridad, M es el momento flector, K_f es el factor de concentrador de esfuerzos, S_e es el límite de resistencia a la fatiga, S_{ut} es la resistencia última a la tracción del material y T es el torque que recibe el eje.

Sustituyendo el valor de Z e introduciendo la variable A en la ecuación 60, se obtiene:

$$A = \frac{32 \cdot \eta}{\pi} \cdot \left[\left(\frac{M \cdot K_f}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{ec. 61})$$

S_e viene dado por la siguiente ecuación [17]:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e' \quad (\text{ec. 62})$$

Donde S_e' es:

$$S_e' = 0,504 \cdot S_{ut} \quad (\text{ec. 63})$$

Para este cálculo se consideró un material de acero AISI 1045 HR con una resistencia a la tracción $S_{ut} = 570$ MPa y una resistencia a la fluencia $S_y = 310$ MPa [17].

El K_a es el factor de superficie y su valor dependerá del tipo de acabado superficial del eje, y viene dado por la siguiente ecuación [17]:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (\text{ec. 64})$$

Donde $a = 4,51$ MPa y $b = -0,265$

$$K_a = 4,51 \text{MPa} \cdot 570^{-0,265}$$

$$K_a = 0,8392$$

El K_b es un factor de tamaño y su valor adopta el valor de 0,7, concluido el diseño se verifica el valor.

El K_c es un factor de carga y dependerá del tipo de carga aplicada en el eje, su valor es 0,577 por estar sometido a flexión y cortante.

El K_d es el factor de temperatura, en este caso es igual a 1, ya que el trabajo ocurre en temperatura ambiente.

El K_e es el factor de efectos diversos. Se asumirá que es igual a 1 ya que este factor considera los puntos de concentración de esfuerzos, los cuales ya han sido tomados en cuenta en el factor K_f .

Todos los bordes son redondeados para mejor asiento de los rodamientos por lo tanto se asume un K_f 1,5 y el parte inferior roscado se asume K_f 3,8.

El estudio en cada uno de los puntos de la fig 4.34 se muestra en la tabla 4.10

PUNTO A ESTUDIAR	A ($10^{-6}m^3$)	D ($10^{-3}m$)	ϕ_{\min} ($10^{-3}m$)	$\phi_{aceptado}$ ($10^{-3}m$)	ECUACIÓN UTILIZADA
A	1,297	20	20,79	30	59
B	1,297	15	16,37	30	59
C	5,873	15	20,30	25	61
D	4,429	4,2	16,44	25	61
E	1,297	4,2	10,98	20	59
F	1,297	4,2	10,98	20	59

Tabla 4.10 Diámetros mínimos y diámetros adoptados para el eje principal.

4.7.5 Cálculo de la soldadura entre el disco pequeño superior y el eje principal.

En la figura 4.34 se muestra como el eje en su parte superior posee un disco de 110 mm de diámetro y 8 mm de espesor, el cual sirve de sustento para el acople de la base del sujetador de core.

La base del eje y el eje está soldada con un electrodo E6013 de 1/8" con un valor máxima de resistencia a la fluencia $S_y = 345$ MPa.

El esfuerzo debido a la torsión que sufre el cordón de la soldadura viene dado por la siguiente expresión [17]:

$$\tau_{torsión} = \frac{M \cdot r}{J} \quad (\text{ec. 65})$$

Siendo M el momento torsor que soporta el cordón (13,16 Nm obtenido de la hoja de cálculo), r la distancia existente entre el centroide del grupo de juntas y el punto de interés de la unión soldada y J es el segundo momento polar de área del grupo de juntas con respecto al centroide de éste.

El segundo momento polar de área se determina considerando el segundo momento polar de área unitario que se expresa en la tabla 4.12.

Para calcular el segundo momento polar de área se utiliza la relación en donde se involucra la altura del cordón de soldadura (h) y el segundo momento polar de área unitario (J_u) mediante la siguiente ecuación [17]:

$$J_u = 2\pi(r)^3 \quad (\text{ec. 66})$$

$$J = 0,707 \cdot h \cdot J_u \quad (\text{ec. 67})$$

Sustituyendo la ecuación 66 y 67 y en la ecuación 65 obtenemos:

$$\tau_{\text{torsión}} = \frac{M}{0,707 \cdot h \cdot 2\pi \cdot r^2} \quad (\text{ec. 68})$$


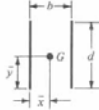
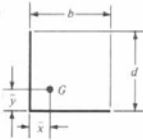
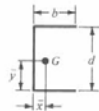
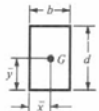

El esfuerzo admisible para este tipo de esfuerzos en la soldadura se puede obtener en la tabla 4.11:

TIPO DE CARGA	TIPO DE JUNTA	ESFUERZO PERMISIBLE	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.40S_y$	1.44

*El factor de seguridad n ha sido calculado considerando la energía de distorsión.

Tabla 4.11.- Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal soldante

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5^a Ed.

SOLDADURA	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO POLAR DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.414bd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$A = 1.414\pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

*G es el centroide del grupo de uniones de soldadura; h es el tamaño de junta; el plano de momento de torsión coincide con el plano de la página; todas las juntas son de ancho unitario.

Tabla 4.12 Propiedades a torsión de las juntas soldadas.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5a Ed.

$$\tau_{admisible} = \frac{0,40S_Y}{2\eta}$$

(ec. 69)

Conociendo el valor máximo de resistencia a la fluencia del electrodo E6013 $S_y = 345$ MPa y un factor de seguridad $\eta = 1,44$ según tabla 4.8 tenemos:

$$\tau_{admisible} = \frac{0,40 \cdot 345 \text{ MPa}}{2 \cdot 1,44}$$

$$\tau_{admisible} = 47,916 \text{ MPa}$$

El esfuerzo máximo debe ser menor al admisible por lo tanto, sustituyendo el valor anterior y despejando la altura del cordón (h) de la ecuación 68 se obtiene la altura mínima para el cordón de soldadura:

$$h_{\min} = \frac{M}{0,707 \cdot \tau_{\text{admisible}} \cdot 2\pi \cdot r^2} \quad (\text{ec. 70})$$

$$h_{\min} = \frac{13,16Nm}{0,707 \cdot 47,916 \times 10^6 Pa \cdot 2\pi \cdot (0,015m)^2}$$

$$h_{\min} = 2,604 \times 10^{-4} m$$

La altura de la soldadura proporcionada por el electrodo es de $3,75 \times 10^{-3} m$ lo cual demuestra que la soldadura resiste y no habrá falla por efecto de la torsión.

4.7.6 Cálculo y diseño del cuñero y la cuña.

La cuña va a estar ubicado en el extremo inferior del eje (D) que posee 20mm, donde ocurre la unión del eje con el volante del freno.

Para la selección del tipo de cuña se toma en cuenta el diámetro del eje y mediante la tabla 4.13 se determina la geometría de la misma. Para nuestro caso se recomienda una cuña cuadrada que se adapta a las dimensiones entre 9/16" y 7/8" ($\phi = 20 mm \cong 0,78"$) la cual posee un espesor (W) de 3/16" y una altura (H) de 3/16".

Los cuñeros y la maza en el eje se diseñarán de tal manera que exactamente la mitad de la altura de la cuña se apoye en el lado del cuñero del eje y la otra mitad en el lado del cuñero de la maza.

El material de la cuña es de acero AISI 1020 con un valor máximo de resistencia a la fluencia $S_y = 210 MPa$.

Para las cuñas que transmiten potencia existen dos modos potenciales en que pueden presentarse fallas: corte a lo largo de la interfase entre eje y maza, y falla por

compresión debida a la acción de apoyo entre los lados de la cuña y el material del eje o de la maza.

Diámetro nominal de la flecha		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incluso)	Espesor, <i>W</i>	Altura, <i>H</i>	
			Cuadrada	Rectangular
3/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 1/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	3/8
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Nota: Se recomiendan los valores que no aparecen en las áreas sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.
Fuente: ANSI Standard B17.1-1967, *Keys and Keyseats* (American Society of Mechanical Engineers, Nueva York).

Tabla 4.13 - Tamaño de cuña contra tamaño del eje
Fuente: Diseño de elementos de Máquina, Mott 2da Ed.

El torque en el eje genera una fuerza al lado izquierdo de la cuña. A su vez, la cuña ejerce una fuerza sobre el lado derecho del cuñero de la maza. Así la fuerza de reacción de la maza, de nuevo en la cuña, genera un conjunto de fuerzas opuestas que coloca a la cuña en esfuerzo de corte directo a lo largo de su sección transversal.

El estudio de la tensión por esfuerzo de corte viene dada por la relación entre la fuerza de corte (*F*) y el área de corte (*A_{corte}*) como se muestra a continuación [12]:

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{corte}}} \quad (\text{ec. 71})$$

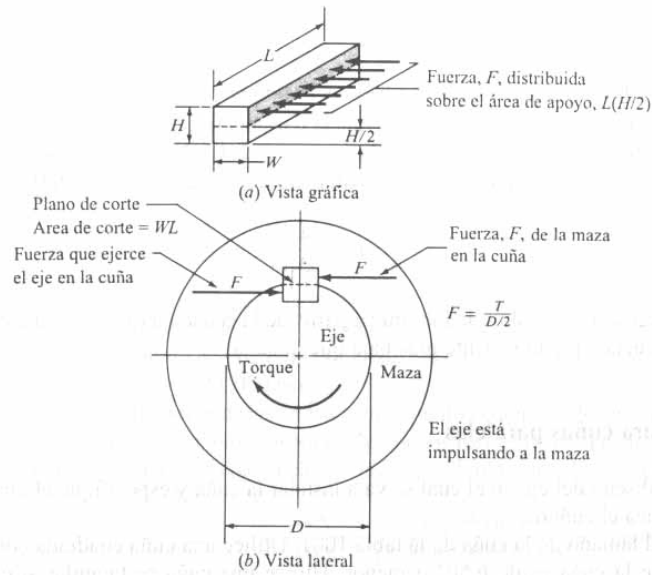


Figura 4.41 Fuerzas que actúan en la cuña
Fuente: *Diseño de elementos de Máquina, Mott 2da Ed.*

La fuerza de corte viene dado por:

$$F = \frac{T}{D/2} \quad (\text{ec. 72})$$

El área de la cuña sometida a la acción del esfuerzo de corte considera el espesor de la cuña y largo de la misma (L):

$$A_{\text{corte}} = W \cdot L \quad (\text{ec. 73})$$

Para verificación del diseño la tensión por esfuerzo de corte no se debe sobrepasar al valor del esfuerzo de corte determinado por la teoría de falla por tensión máxima de esfuerzo de corte [12] como se indica en la ecuación 56.

Para aplicaciones industriales, se considera $n = 3$ como un valor adecuado.

$$\tau_{\text{admisible}} = \frac{210\text{MPa}}{2 \cdot 3}$$

$$\tau_{\text{admisible}} = 35\text{MPa}$$

Al sustituir el valor del área de corte y la fuerza de corte en la ecuación 71 y luego igualando el esfuerzo de corte con el esfuerzo admisible se despeja el valor de longitud mínimo que requiere la cuña:

$$L = \frac{T}{\tau_{admisible} \cdot \frac{D}{2} \cdot W} \quad (\text{ec. 74})$$

Donde T representa el torque al cual está sometida la cuña (13,16 Nm obtenido de la hoja de cálculo).

Sustituyendo los valores respectivos en la ecuación ec. 74 se tiene:

$$L = \frac{13,16Nm}{35MPa \cdot 0,02m/2 \cdot 4,76 \times 10^{-3}m}$$

$$L = 7,89 \times 10^{-3}m$$

Ahora se analizará la falla por compresión debida al apoyo entre los lados de la cuña y el material del eje o de la maza. La falla se presentará en la superficie con la resistencia a la deformación por compresión más baja.

El valor del esfuerzo de tensión por compresión viene dado por [12]:

$$\sigma_{compresión} = \frac{F}{A_{compresión}} \quad (\text{ec. 75})$$

El área de compresión viene dado por:

$$A_{compresión} = L(H/2) \quad (\text{ec. 76})$$

La fuerza de corte se determina con la ecuación 72.

Luego la tensión de diseño (ec. 43)

$$\sigma_{admisible} = \frac{210 MPa}{3}$$

$$\sigma_{admisible} = 70MPa$$

Sustituyendo el área de compresión en la ecuación 75 y comparándola con el valor de diseño se logrará despejar el valor de L mínimo para que no falle por efecto de la compresión:

$$L = \frac{4T}{\sigma_{compresion} \cdot D \cdot H} \quad (\text{ec. 77})$$

$$L = \frac{4 \cdot 13,16Nm}{70MPa \cdot 0,02m \cdot 4,76 \times 10^{-3}m}$$

$$L = 7,485 \times 10^{-3}m$$

Las longitudes obtenidas están por debajo del espesor del volante del freno (30mm) por lo tanto se elige una longitud estándar que cubra una parte sustancial del volante 31,75mm equivalente a 1^{1/4}". Tamaño recomendado según la tabla 4.14

Tabla 8-3 Tamaños básicos que se prefieren

Fracciones (de pulgada ["])			
1/64	0.015 625	5	5.000 0
1/32	0.031 25	5 1/4	5.250 0
1/16	0.062 5	5 1/2	5.500 0
3/32	0.093 75	5 3/4	5.750 0
1/8	0.125 0	6	6.000 0
5/32	0.156 25	6 1/2	6.500 0
3/16	0.187 5	7	7.000 0
1/4	0.250 0	7 1/2	7.500 0
5/16	0.312 5	8	8.000 0
3/8	0.375 0	8 1/2	8.500 0
7/16	0.437 5	9	9.000 0
1/2	0.500 0	9 1/2	9.500 0
9/16	0.562 5	10	10.000 0
5/8	0.625 0	10 1/2	10.500 0
11/16	0.687 5	11	11.000 0
3/4	0.750 0	11 1/2	11.500 0
7/8	0.875 0	12	12.000 0
1	1.000 0	12 1/2	12.500 0
1 1/4	1.250 0	13	13.000 0
1 1/2	1.500 0	13 1/2	13.500 0
1 3/4	1.750 0	14	14.000 0
2	2.000 0	14 1/2	14.500 0
2 1/4	2.250 0	15	15.000 0
2 1/2	2.500 0	15 1/2	15.500 0
2 3/4	2.750 0	16	16.000 0
3	3.000 0	16 1/2	16.500 0
3 1/4	3.250 0	17	17.000 0
3 1/2	3.500 0	17 1/2	17.500 0
3 3/4	3.750 0	18	18.000 0
4	4.000 0	18 1/2	18.500 0
4 1/4	4.250 0	19	19.000 0
4 1/2	4.500 0	19 1/2	19.500 0
4 3/4	4.750 0	20	20.000 0

Fuente: ANSI Standard B4.1-1967 (revisión 1979) *Preferred Limits and Fits for Cylindrical Parts* (American Society of Mechanical Engineers, Nueva York).

Tabla 4.14 Tamaños básicos recomendados.

Fuente: *Diseño de elementos de Máquina, Mott 2da Ed.*

4.7.7 Selección de rodamientos

La configuración del sistema se compone de dos rodamientos que sirven de apoyo y fijación del eje.

Conociendo la geometría, dimensiones del eje y las reacciones en cada uno de los puntos donde se apoyan los rodamientos, se procede a seleccionar el tipo de rodamiento. Del manual SKF se selecciona un rodamiento 6205 de una hilera de bolas, diámetro interno 25 mm y diámetro externo de 52 mm y un ancho de 15 mm con una capacidad dinámica de carga (C) de 14000 N, una capacidad de carga estática (C₀) de 7800 N, una carga límite de fatiga de 335 N y una velocidad nominal de operación lubricado con grasa de 12000 r.p.m.

Para verificar que el rodamiento cumple con las exigencias de diseño se calcula la carga equivalente (P) (manual SKF):

$$P = VXF_R + YF_A \quad (\text{ec. 78})$$

$$P = VXF_R \quad (\text{ec. 79})$$

El uso de la ecuación 78 y 79 depende si se considera o no la carga axial, para ello se compara el valor del factor “e” con la relación entre la fuerza axial y la fuerza radial y se verifica la siguiente relación:

$$\frac{F_A}{F_R} > e$$

Si se cumple la relación se considera la carga axial y se utiliza la ecuación 78, de lo contrario se desprecia la misma y se procede con la ecuación 79.

El valor de la fuerza radial (F_R) se obtiene de los diagramas de cortante del inciso 4.7.3 y la fuerza axial (F_A) se determina por la sumatoria de los componentes que soporta el eje (Bobina de papel, sujetador de core, eje, volante del freno).

$V=1$ debido al tipo de rodamiento de bola de hilera única, los valores de X y Y se extraen de la tabla 4.15.

Para el valor de Y es necesario obtener la siguiente relación:

$$\frac{F_A}{C_o} \quad (\text{ec. 80})$$

Factores para el cálculo de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas Rodamientos individuales y parejas de rodamientos en tándem									
F_a/C_o	Juego normal			Juego C3			Juego C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,025	0,22	0,56	2	0,31	0,46	1,75	0,4	0,44	1,42
0,04	0,24	0,56	1,8	0,33	0,46	1,62	0,42	0,44	1,36
0,07	0,27	0,56	1,6	0,36	0,46	1,46	0,44	0,44	1,27
0,13	0,31	0,56	1,4	0,41	0,46	1,3	0,48	0,44	1,16
0,25	0,37	0,56	1,2	0,46	0,46	1,14	0,53	0,44	1,05
0,5	0,44	0,56	1	0,54	0,46	1	0,56	0,44	1

Tabla 4.15 Factores para el cálculo de rodamientos rígidos de bola única.

Fuente: Manual SKF

Luego con la carga equivalente se procede a calcular la capacidad de carga dinámica (C) mediante la siguiente expresión y se verifica si no supera el valor especificado en el manual para el rodamiento seleccionado [20]:

$$\boxed{C = P \cdot L_{10}^{1/K}} \quad (\text{ec. 81})$$

La vida en revoluciones (L_{10}) se determina de la siguiente manera:

$$L_{10} = \frac{H \cdot RPM \cdot 60 \text{ min/hora}}{10^6} \quad (\text{ec. 82})$$

El factor K equivale a tres (3) debido al tipo de rodamiento de bola, la duración en horas (30000 horas valor recomendado por el manual) y las r.p.m. a utilizar se estimaron en 800 (exagerando el máximo obtenido en la fig. 4.12 aproximado de 450 r.p.m).

Para el caso del rodamiento en la posición B tenemos:

$$F_R = 285,80 \text{ N}$$

$$F_A = 95,011 \text{ N}$$

Luego utilizando la ecuación 80 se consigue:

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{95,011 \text{ N}}{7800 \text{ N}} = 0,0121$$

De la tabla 4.15 se obtiene:

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,17$$

$$e = 0,203$$

Verificando la siguiente relación:

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{95,011 \text{ N}}{285,80 \text{ N}} = 0,332 > e$$

Se utiliza la ecuación 78 para el cálculo de la carga equivalente:

$$P = 1 \cdot 0,56 \cdot 285,80 \text{ N} + 2,17 \cdot 95,011 \text{ N}$$

$$P = 366,22N$$

Ahora utilizando la ecuación 81 y 82 obtenemos:

$$L_{10} = \frac{30000 \text{ horas} \cdot 800 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ min/hora}}{10^6}$$

$$L_{10} = 1440 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

$$C = 366,22N \cdot 1440 \times 10^6 \frac{1}{3}$$

$$C = 4135,54N$$

El valor de la carga dinámica no supera al del rodamiento seleccionado.

De igual manera se realiza el cálculo para el rodamiento en el punto C:

$$F_R = 905,03 \text{ N}$$

$$F_A = 95,011 \text{ N}$$

Luego utilizando la ecuación 79 se consigue:

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{95,011N}{7800N} = 0,0121$$

De la tabla 4.15 se obtiene:

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,17$$

$$e = 0,203$$

Verificando la siguiente relación:

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{95,011N}{905,03N} = 0,105 < e$$

Se utiliza la ecuación 79 para el cálculo de la carga equivalente y X toma el valor de uno (1):

$$P = 1 \cdot 1 \cdot 905,03N$$

$$P = 905,03N$$

Ahora utilizando la ecuación 82 obtenemos:

$$C = 905,03N \cdot 1440 \cdot 10^{6/3}$$

$$C = 10219,99N$$

Como en el punto C se obtuvo el valor más crítico de capacidad de carga dinámica se selecciona el rodamiento con respecto a este valor; por lo tanto el rodamiento seleccionado supera el valor antes mencionado. Además se usa el mismo tipo de rodamiento para ambos apoyos.

4.7.8 Sujetador del freno de cinta.

Los cálculos pertinentes a la geometría y desempeño del freno fueron explicados en los incisos 4.3.2 y 4.5.2.1.

Para concluir el diseño del freno es necesario explicar el modo de accionamiento, para ello es necesario estudiar el comportamiento del cuero, elemento elegido para el freno de cinta.

El cuero es una cinta que se solicita por dos fuerzas en sus extremos como se muestra en la figura 4.42

El rango de valores que alcanzan las respectivas fuerzas se determinaron en los incisos antes mencionados, sin importar en que extremo ocurran estas fuerzas se consideran para el diseño el rango entre el valor menor y el valor mayor (obtenidos de la hoja de cálculo), el rango se muestra entre 60 y 460 N.

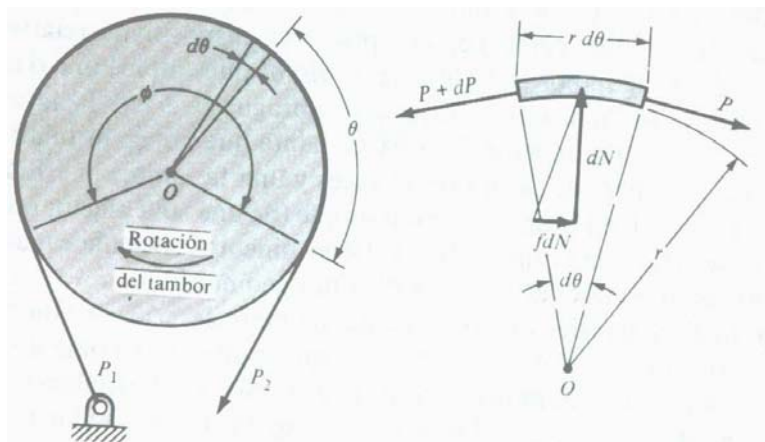


Figura 4.42 Fuerzas que someten a la cinta de freno.
Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5a Ed.

El cuero por sí sólo permite una elongación muy grande para alcanzar estos valores de tensión, por ello se le adapta en el largo de una de sus caras una goma (goma para rodapiés), logrando incrementar la rigidez del cuero y reducir la elongación del mismo. Como no es conocido el comportamiento elástico de este conjunto se procede a realizarle unos ensayos de tracción a una probeta hecha del mismo modo y material para poder así determinar el valor de elongación (Δ_x) necesario; la maquina de tracción utilizada es una maquina marca HOYTO modelo HM 10000 K-S de la escuela técnica popular don bosco. (ver anexos 3)

Las elongaciones del conjunto de cuero-goma se muestran en la siguiente tabla 4.16

ENSAYO	Δ_x (mm)	FUERZA OBTENIDA(N)
1	7,7	315
2	9,3	318
3	11,9	545

Tabla 4.16 Elongaciones obtenidas en los ensayos de tracción

Como se puede apreciar con un Δ_x de 11,9mm se supera el valor máximo requerido, la medida de diseño adoptada para el sujetador de cuero es de 40mm, con

esto se asegura que el freno actuará con efectividad. El diseño final y los resultados de las pruebas se pueden observar en el anexos 3 respectivamente.

4.7.9 Esfuerzo máximo y deflexiones en las chavetas de los sujetadores de core.

Como se menciona anteriormente, debido al complejo enfoque que lleva un análisis de esfuerzos y deflexiones para las chavetas con condiciones de carga muy específicas, se utiliza el programa *Visual Nastrand*, el cual posee herramientas para obtener aproximaciones de los esfuerzos y las deflexiones mediante elementos finitos.

Las chavetas están en su cara posterior sometidas a una presión entre 200 y 350 MPa, estas se encuentran libres dentro del sujetador de cores y la única guía que poseen es el ranurado que se encuentra en el cilindro externo del mismo.

El material utilizado para las chavetas es Aluminio 6061T6 con una resistencia a la fluencia $S_y = 276 \text{ MPa}$ y una resistencia última a la tracción $S_{ut} = 310 \text{ MPa}$. (Datos suministrados por el proveedor)

Al momento de accionarse la entrada de aire las chavetas estarán sometidas a un esfuerzo de compresión contra la cara interna del core, mediante el método de análisis finito se demuestra que la pieza no fallará por compresión.

De la figura 4.43 se obtiene el valor del esfuerzo máximo $\sigma_{\max} = 11,3 \text{ MPa}$, con un error de un 13,3% según información del programa.

Considerando $\eta = 3$ para aplicaciones industriales [12] se compara el esfuerzo máximo obtenido, con el esfuerzo admisible mediante la ecuación 43.

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{186 \text{ MPa}}{3} = 62 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} \leq \sigma_{\text{admisible}}$$

Deformations scaled by 3.42e+4

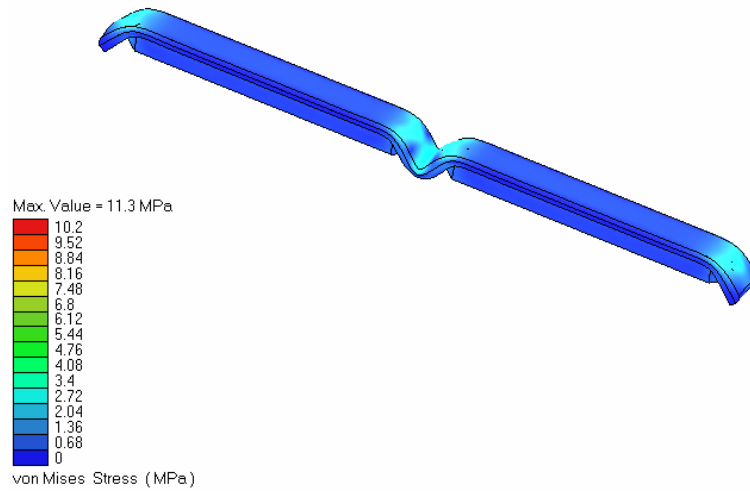


Figura 4.43 Esfuerzos obtenidos para la chaveta de 0,75", por medio de Visual Nastrand 4D.

Deformations scaled by 3.42e+4

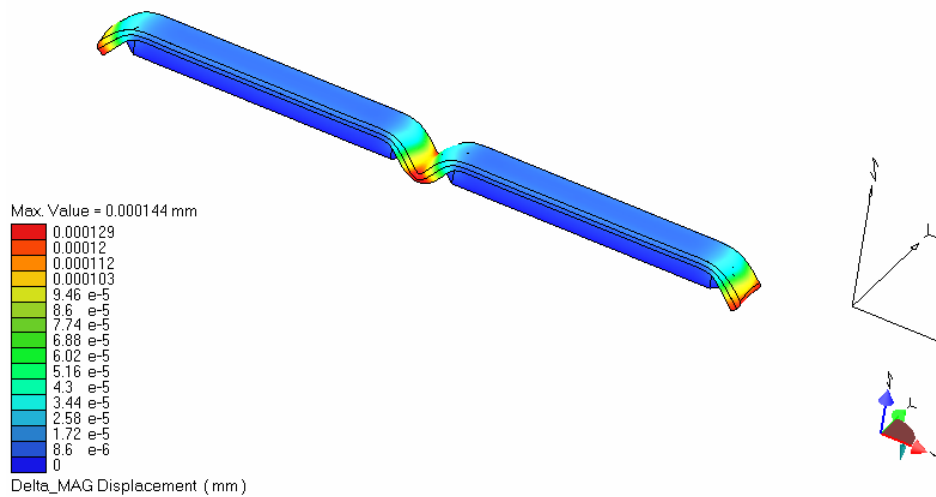


Figura 4.44 Desplazamientos obtenidos en la chaveta de 0,75", por medio de Visual Nastrand 4D.

De la figura 4.44 se obtiene que el valor máximo de deflexión en la chaveta de 0,75” es $Y_{\max} = 0.000144mm$.

De manera análoga se realizaran las pruebas para las otras dimensiones de sujetadores de cores, sin embargo como la chaveta del sujetador de core de 0,75” no falla, las demás chavetas de mayores dimensiones no fallan.

4.7.10 Acople Eje-Sujetador de core

El acople entre el eje y el sujetador de core se hace por medio de tornillos que enroscan en la base de este último. Para determinar el diámetro y el número de ellos se seguirá un análisis de esfuerzos por fuerzas cortantes para determinar el diámetro mínimo de cada pasador del conjunto.

El esfuerzo cortante producido lo podemos determinar mediante la siguiente ecuación [7]:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (\text{ec. 83})$$

Donde τ es el esfuerzo cortante producido en la sección transversal del pasador, V es la fuerza cortante y A es el área que soporta dicho esfuerzo. En caso de calcular el diámetro mínimo a partir del área, la ecuación se transforma en:

$$A_{\min} = \frac{V}{\tau_{\text{admisible}}} \quad (\text{ec. 84})$$

En la siguiente figura se muestran las propiedades para diferentes tamaños de tornillos de acero [17], de donde se obtiene que para la selección de un tornillo M6 de propiedad 10.9 $S_y = 940 \text{ MPa}$. A partir de la ec. 56 y conservando el factor de diseño (η) de 3, nos queda:

$$\tau_{\text{admisible}} = \frac{S_y}{2\eta} = \frac{940 \text{ MPa}}{2 \cdot 3}$$

$$\tau_{\text{admisible}} = 156,6 \text{ MPa}$$








La fuerza cortante total (V) depende del diámetro de colocación de los tornillos en la base del sujetador de core (D_{CT}) que tiene un valor de 0,092m y del torque aplicado, que como pudimos conocer en la sección 4.5.2.2, este se da en el eje 2 y tiene un valor de 13,16 Nm. Por lo tanto:

$$V = \frac{M_{T2F MAX}}{\frac{D_{CT}}{2}} \quad (\text{ec. 85})$$

El área mínima total del conjunto de tornillos será:

$$A_{\min} = Z \frac{\pi \cdot d_{MIN}^2}{4} \quad (\text{ec. 86})$$

Especificaciones mecánicas métricas para pernos, tornillos comunes y tornillos de presión o prisioneros de acero*

CLASE DE PROPIEDAD	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVE	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
4.6	M5-M36	S_p 225	S_{UT} 400	S_y 240	Acero de mediano o bajo carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de mediano o bajo carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de mediano o bajo carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Acero de aleación, T y R	

*La longitud roscada para pernos y tornillos de maquinaria es

$$L_r = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases}$$

donde L es la longitud total del sujetador. La longitud de la cuerda para pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.

Figura 4.45 Propiedades para diferentes tamaños de tornillos
Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5° Ed

Donde Z es el número de tornillos involucrados y d_{\min} el diámetro mínimo necesario para soportar las solicitaciones de esfuerzos dadas.

Sustituyendo la ec. 85 y la ec. 86 en la ec. 84 resulta.

$$Z \frac{\pi \cdot d_{\min}^2}{4} = \frac{2 \cdot M_{T2F \text{ MAX}}}{\tau_{\text{admisible}} D_{CT}}$$

Despejando el diámetro mínimo y sustituyendo los valores conocidos, nos queda una ecuación en función del número de tornillos como a continuación:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{2 \cdot M_{T2F \text{ MAX}}}{\tau_{\text{admisible}} \frac{\pi \cdot Z}{4} D_{CT}}}$$

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{8M_{T2F \text{ MAX}}}{\tau_{\text{admisible}} \cdot \pi \cdot Z \cdot D_{CT}}}$$

(ec. 87)

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{8 \cdot 13,16 Nm}{156,6 MPa \cdot \pi \cdot Z \cdot 0,092 m}}$$

En la siguiente tabla se muestran los resultados para diferentes valores de Z :

NÚMERO DE TORNILLOS (Z)	DIAMETRO MÍNIMO (d_{\min}) ($10^{-3}m$)
1	4,267
2	3,018
3	2,464
4	2,133
5	1,909

Tabla 4.17 Resultados para el diámetro mínimo tornillos

Se selecciona un acople con cuatro (4) tornillos M6 para mayor precisión de acople y facilidad de construcción ya que es un tamaño más cómodo y al estar distribuidos a 90° cada uno coinciden con los ejes básicos de la máquina herramienta.

4.7.11 Esfuerzos de compresión y cortante Eje de la bobina maestra

Realizando el estudio de los esfuerzos axiales de compresión y los esfuerzos cortantes que se producen en la zona superior del eje 2 (figura 4.34) ya que en éste se dan las mayores sollicitaciones considerando que soporta el peso de la bobina maestra en su totalidad. Debido a la existencia de esfuerzos axiales y cortantes en un mismo elemento, se genera un estado biaxial de esfuerzos por lo que los máximos esfuerzos serán los esfuerzos principales.

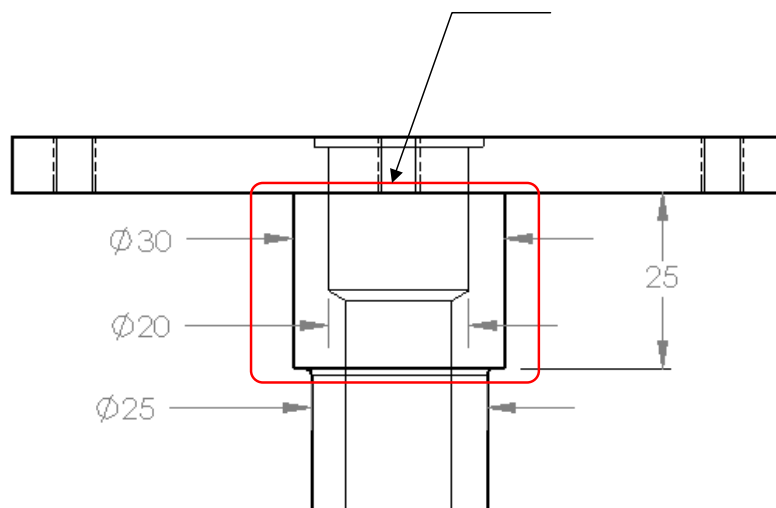


Figura 4.46 Zona de estudio de esfuerzos eje 2

El esfuerzo axial se puede calcular con la siguiente ecuación [7]:

$$\sigma = \frac{F_A}{A_{compresion}} \quad (\text{ec. 88})$$

La fuerza axial (F_A) es el producto de la sumatoria del peso de la bobina maestra, y el sujetador de core. De la sección 4.2.2 sabemos que la masa inicial de la bobina maestra (m_2) la podemos calcular con la ec. 10 como sigue:

$$m_2 = \rho_s \cdot \pi (R_2^2 - R_{o2}^2)$$

$$m_2 = 113145,021g / m^2 \cdot \pi \left((0,2286m)^2 - (0,0381m)^2 \right)$$

$$m_2 = 18509,399g = 18,509 \text{ kg}$$

Y con la ayuda del software SolidWorks se conoce el valor aproximado de la masa del sujetador de core (m_{SC}) es 2,513 kg.

Por lo tanto el la fuerza axial será:

$$F_A = g \cdot (m_2 + m_{SC}) \quad (\text{ec.89})$$

El área que soporta las fuerzas de compresión ($A_{\text{compresión}}$) toma en cuenta el espacio comprendido entre el diámetro externo en el punto A ($D_{EXT EJE A}$) y el diámetro externo en el punto B ($D_{EXT EJE B}$) como se aprecia en la figura 4.47

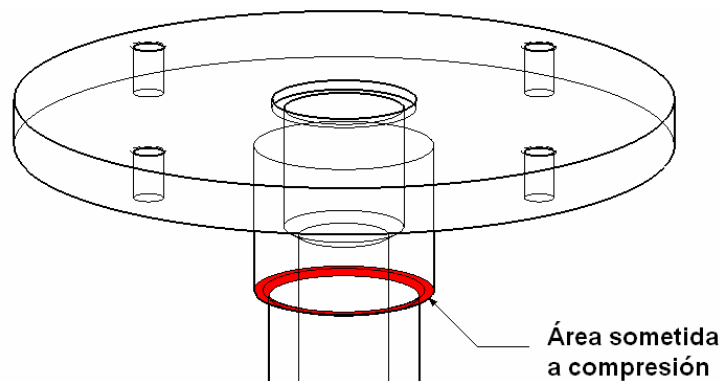


Figura 4.47 Área sometida a compresión en el eje 2

$$A_{\text{compresion}} = \pi \cdot (D_{EXT EJE A}^2 - D_{EXT EJE B}^2) \quad (\text{ec. 90})$$

Sustituyendo estas dos últimas ecuaciones en la ec. 88 se tiene:

$$\sigma = \frac{g \cdot (m_2 + m_{SC})}{\pi \cdot (D_{EXT EJE A}^2 - D_{EXT EJE B}^2)} \quad (\text{ec. 91})$$

$$\sigma = \frac{9,81m/s^2 \cdot (18,509kg + 2,513)}{\pi \cdot \left(\left(\frac{0,03m}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,025m}{2} \right)^2 \right)}$$

$$\sigma = 954,817 \text{ kPa}$$

El esfuerzo cortante se calcula mediante la siguiente ecuación [7]:

$$\tau = \frac{V}{A_{\text{corte}}} \quad (\text{ec. 92})$$

A diferencia de la fuerza axial, la fuerza cortante (V) es producto del peso de todos los componentes acoplados a este eje, es decir, tanto de la bobina maestra y el sujetador de core como también el del tambor del freno (m_{TF}) y del propio eje (m_E). De igual forma, con la ayuda del software SolidWorks se conoce que la masa de estos dos últimos componentes: 2,44 kg. para el tambor y 0,96 kg. para el eje. Así, la fuerza cortante nos queda:

$$V = g \cdot (m_2 + m_{SC} + m_{TF} + m_E) \quad (\text{ec.93})$$

El área que soporta las fuerzas de cortante (A_{corte}) es:

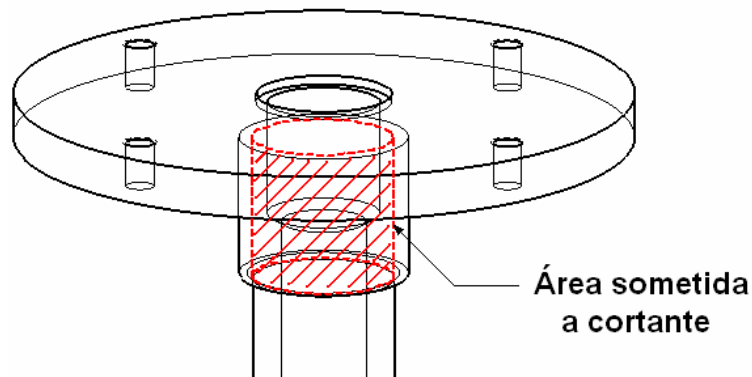


Figura 4.48 Área sometida a cortante en el eje 2

$$A_{\text{corte}} = \pi \cdot D_{\text{EXT EJE B}} \cdot H \quad (\text{ec. 94})$$

Donde H es la altura de la sección del eje estudiada y tiene un valor de 25 mm (0,025m)

Sustituyendo estas dos últimas ecuaciones en la ec. 92 se tiene:

$$\tau = \frac{g \cdot (m_2 + m_{SC} + m_{TF} + m_E)}{\pi \cdot D_{EXT EJE B} \cdot H} \quad (\text{ec. 95})$$

$$\tau = \frac{9,81m/s^2 \cdot (18,509kg + 2,513kg + 2,44kg + 0,96kg)}{\pi \cdot 0,025m \cdot 0,025m}$$

$$\tau = 122,017 \text{ kPa}$$

Con estos resultados se logra determinar el estado de esfuerzo biaxial por superposición. Para ello la representación se muestra en la figura 4.49.

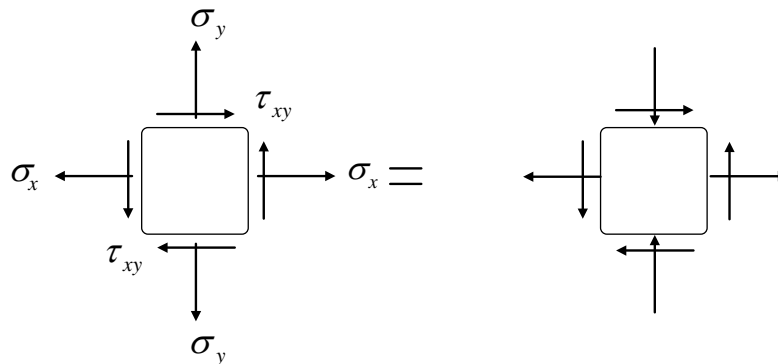


Figura 4.49 Estado de esfuerzo Biaxial en el eje 2

Los esfuerzos principales (σ_I y σ_{II}) se calculan por medio de las siguientes ecuaciones [7]:

$$\sigma_{I,II} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (\text{ec.96})$$

El primer esfuerzo principal (σ_I) será:

$$\sigma_I = \frac{0kPa - 954,817kPa}{2} + \sqrt{\left(\frac{0kPa - 954,817kPa}{2}\right)^2 + (122,017kPa)^2}$$

$$\boxed{\sigma_I = 15,346kPa}$$

El segundo esfuerzo principal (σ_{II}) será:

$$\sigma_{II} = \frac{0kPa - 954,817kPa}{2} - \sqrt{\left(\frac{0kPa - 954,817kPa}{2}\right)^2 + (122,017kPa)^2}$$

$$\boxed{\sigma_{II} = -970,163kPa}$$

De igual manera, se aplica la teoría de falla de Von Mises para lo cual se calcula la tensión de Von Mises (σ_{VM}) para estados biaxiales de la siguiente manera [7]:

$$\boxed{\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_I^2 - \sigma_I\sigma_{II} + \sigma_{II}^2}} \quad (\text{ec.97})$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(15,346kPa)^2 - 15,346kPa(-970,163kPa) + (-970,163kPa)^2}$$

$$\boxed{\sigma_{VM} = 977,926kPa}$$

Para este cálculo se considera un acero AISI 1045 HR con una resistencia a la tracción $S_{ut} = 570$ MPa y una resistencia a la fluencia $S_y = 310$ MPa [17]. De la ecuación 43 se obtiene el $\sigma_{admisible}$:

$$\sigma_{admisible} = \frac{310 \text{ MPa}}{3} = 103,333 \text{ MPa}$$

Finalmente se comprueba que el esfuerzo máximo (esfuerzo de Von Mises) es mucho menor que el $\sigma_{admisible}$

$$\sigma_{VM} \ll \sigma_{admisible}$$

4.7.12 Esfuerzos de compresión y cortante Bocina Eje Principal

Se estudia ahora la bocina que sirve de base al eje 2 ya que esta en particular presenta las mayores sollicitaciones debido a que se consideró que el eje 2 soporta totalmente el peso de la bobina maestra. En este caso sólo existe la presencia de esfuerzos cortantes por lo que se aplica la ecuación 92

$$\tau = \frac{V}{A_{\text{corte}}}$$

En esta oportunidad la fuerza cortante será la misma que para el caso del eje 2. El área mostrada en la figura 4.50 representa el área de corte (A_{corte}) y se calcula con la ecuación 98, donde $D_{\text{EXT ROD}}$ es el diámetro externo del rodamiento (52mm) y H toma el valor de 0,035m (35mm):

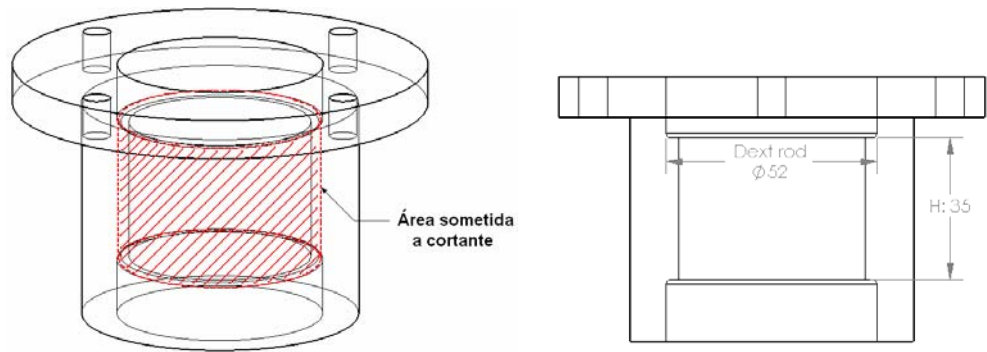


Figura 4.50 Área sometida a cortante bocina eje 2

$$A_{\text{corte}} = \pi \cdot D_{\text{EXT ROD}} \cdot H \quad (\text{ec.98})$$

Por lo tanto, el esfuerzo cortante será:

$$\tau = \frac{g \cdot (m_2 + m_{SC} + m_{TF} + m_E)}{\pi \cdot D_{\text{EXT ROD}} \cdot H} \quad (\text{ec. 99})$$

$$\tau = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot (18,509 \text{ kg} + 2,513 \text{ kg} + 2,44 \text{ kg} + 0,96 \text{ kg})}{\pi \cdot 0,052 \text{ m} \cdot 0,035 \text{ m}}$$

$$\tau = 41,901 \text{ kPa}$$

Para este cálculo se considera un material de fundición de aluminio 303 con una resistencia a la tracción $S_{ut} = 248 \text{ MPa}$ y una resistencia a la fluencia $S_y = 165 \text{ MPa}$ [17]. De la ecuación 56 se obtiene el $\tau_{admisible}$:

$$\tau_{admisible} = \frac{165 \text{ MPa}}{2 \cdot 3} = 27,5 \text{ MPa}$$

Comparando el esfuerzo cortante obtenido con el valor admisible se verifica que éste último es mayor, asegurando así el cumplimiento del diseño.

$$\tau < \tau_{admisible}$$

4.8 Sistema De Rotación-Eje Acoplado Al Motor

4.8.1 Cálculo de las reacciones, distribución de momento flector, fuerza cortante y torque para el eje principal.

En el inciso 4.7.3 se muestra el diseño preliminar y la geometría que describe al eje principal. El diseño del eje se realiza de la misma manera, la única modificación se presenta debido a que son ejes que están sometidos a torques y fuerzas distintas. El torque transmitido se percibe gracias al uso de un juego de poleas donde se logra la transmisión de la potencia proveniente del motor, por lo tanto es necesario hacer el estudio de las reacciones que ocurren en los rodamientos debido a la acción de la polea sobre eje.

La figura 4.51 muestra las fuerzas que actúan en las poleas acanaladas. Existe una fuerza neta de impulso (F_N) que ocurre debido las fuerzas que ocurre en el lado tenso F_1 y la fuerza del lado flojo F_2 , entre ellas existe la siguiente relación[12]:

$$F_N = F_1 - F_2 \quad (\text{ec. 100})$$

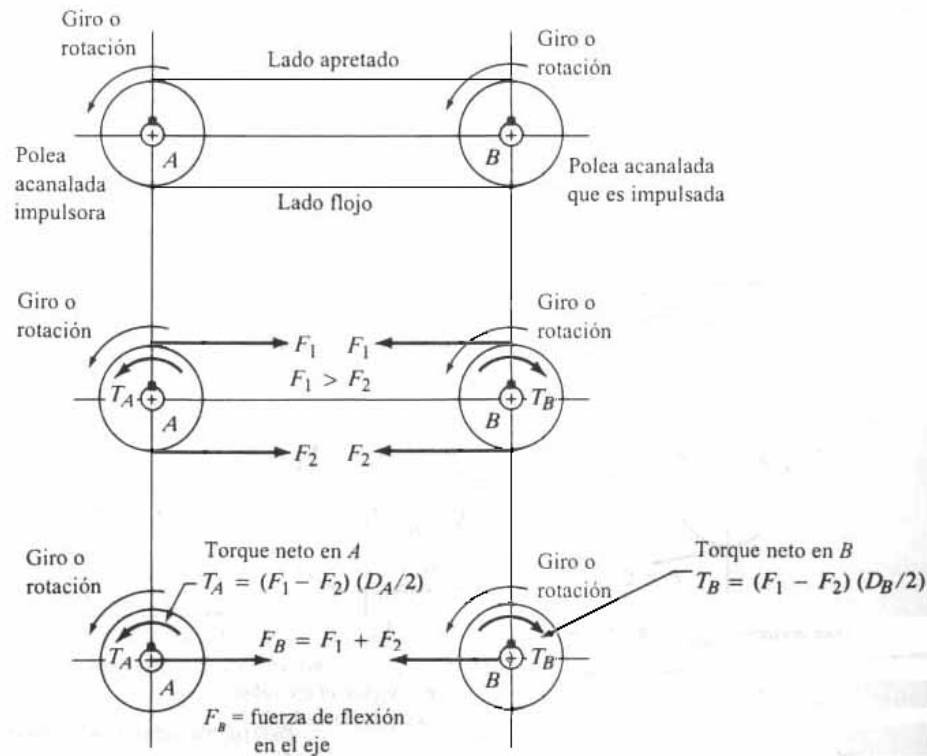


Figura 4.51 Fuerzas que actúan sobre las poleas acanaladas.
Fuente: Diseño de elementos de Máquina, Mott 2da Ed.

Su magnitud se puede calcular por:

$$F_N = \frac{T}{(D/2)} \quad (\text{ec. 101})$$

El torque de diseño se fija en 14 Nm, valor de torque máximo que el motor logra transmitir, sin embargo este torque de diseño es mayor al valor obtenido en la hoja de cálculo (ver inciso 4.5.2.3), lo que incurre en trabajar sobre seguro. El valor del diámetro depende de la polea elegida, la polea tiene un diámetro de 12" = 0,3048m.

Para impulsores de banda en forma de V, se considera, por lo regular, la relación entre la tensión del lado tenso y la tensión del lado flojo como [12]:

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 \quad (\text{ec. 102})$$

La fuerza de flexión en el eje que soporta la polea acanalada dependerá de:

$$F_p = F_1 + F_2 \quad (\text{ec. 103})$$

De las ecuaciones 102 y 103 se obtiene que $F_p = 1,5F_N$. Luego, sustituyendo los valores en la ecuación 101 y posteriormente en la 103 se obtiene:

$$\boxed{F_p = \frac{3T}{D}} \quad (\text{ec. 104})$$

$$F_p = \frac{3 \cdot 14Nm}{0.3048m}$$

$$\boxed{F_p = 137,79N}$$

Luego se procede a estudiar las fuerzas que actúan a lo largo del eje:

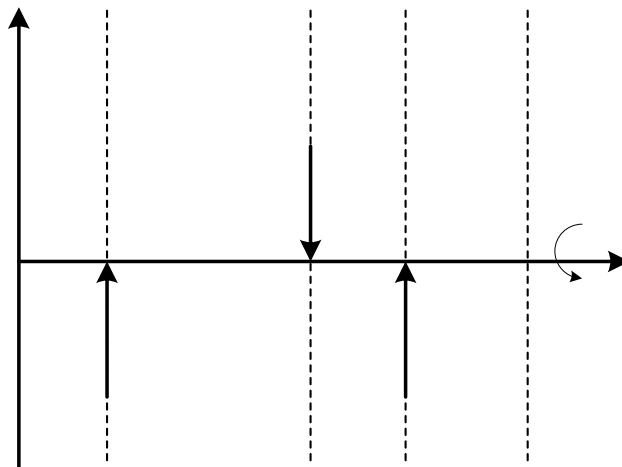


Figura 4.52 Diagrama de cuerpo libre Plano X-Z

Haciendo sumatoria de momentos en el punto B e igualando a cero se tiene la siguiente expresión:

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow -R_C \cdot 65mm + F_p \cdot 95mm = 0 \quad (\text{ec. 105})$$

Despejando la reacción R_C se tiene:

$$\boxed{R_C = \frac{F_p \cdot 95mm}{65mm}} \quad (\text{ec. 106})$$

X

25mm

65mm

Sustituyendo el valor de F_P en la ecuación 106 se obtiene:

$$R_C = \frac{137,79N \cdot 65mm}{95mm}$$

$$\boxed{R_C = 201,38N}$$

Inmediatamente se procede a realizar sumatorias de fuerzas en la dirección del eje X e igualando a cero se consigue:

$$\sum F_X = R_B - R_C + F_P = 0 \quad (\text{ec. 107})$$

Despejando la incógnita R_B se tiene:

$$\boxed{R_B = R_C - F_P} \quad (\text{ec. 108})$$

Sustituyendo los valores de R_C y F_P en la ecuación 108 se obtiene:

$$R_B = 201,38N - 137,79N$$

$$\boxed{R_B = 63,59N}$$

Conocidas las reacciones se construyen los diagramas de fuerzas cortantes, momento flector, y torque con la finalidad de encontrar las zonas críticas, los diagramas se muestran a continuación:

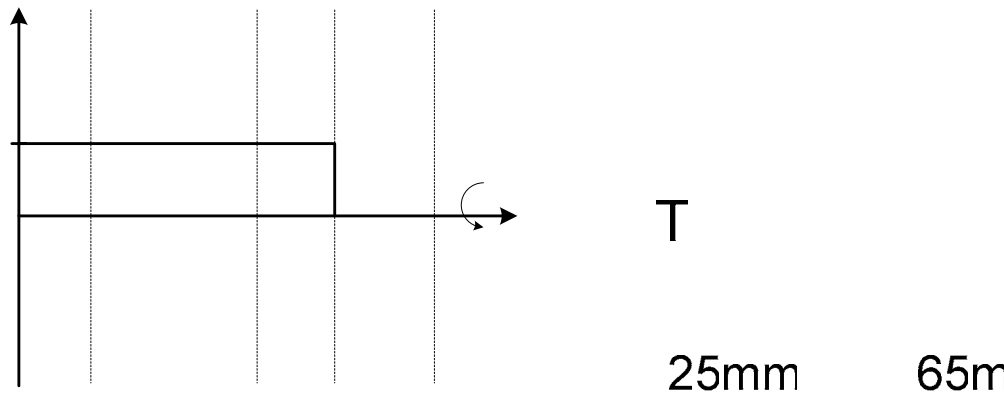


Figura 4.53 Diagrama de distribución del torque a lo largo del eje

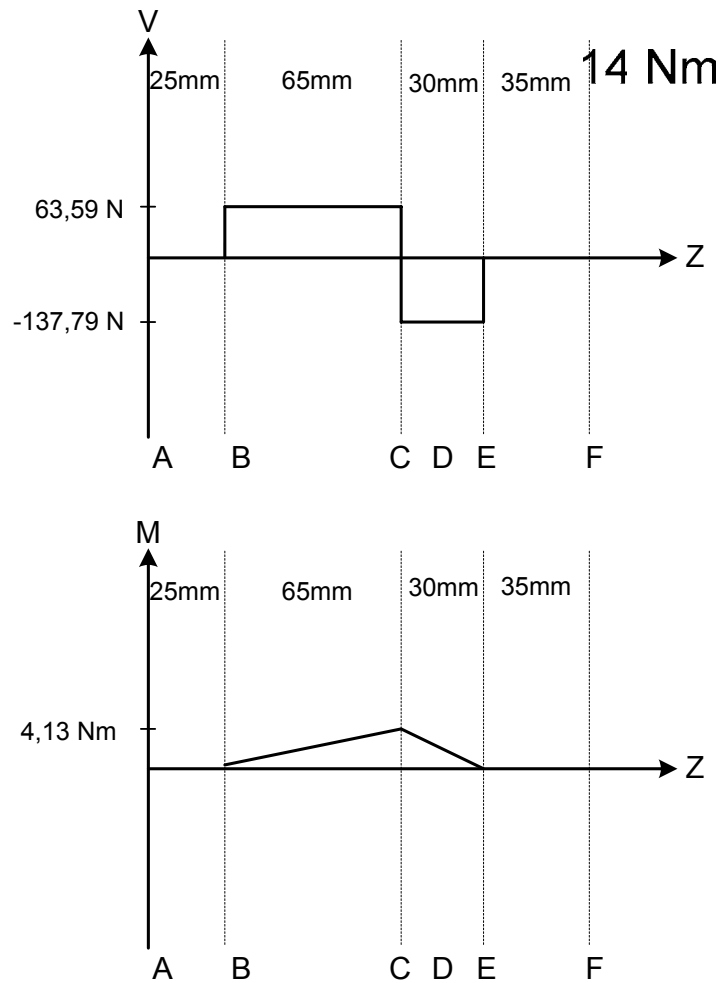


Figura 4.54 diagrama de fuerza cortante y momento flector

4.8.2 Cálculo del diámetro mínimo para el eje principal

Conocidos los diagramas de momentos, flexión y torque a lo largo del eje principal se puede proceder a realizar los cálculos necesarios para definir por completo las dimensiones del mismo.

Siguiendo el mismo procedimiento del inciso 4.7.4 se muestra a continuación en la siguiente tabla los resultados de los diámetros adoptados para configuración del eje en la figura 4.34

<i>PUNTO A ESTUDIAR</i>	<i>A</i> ($10^{-6}m^3$)	<i>D</i> ($10^{-3}m$)	ϕ_{\min} ($10^{-3}m$)	ϕ_{aceptado} ($10^{-3}m$)	<i>ECUACIÓN UTILIZADA</i>
A	1,380	20	20,84	30	59
B	1,380	15	16,45	30	59
C	1,497	15	16,57	25	61
D	1,781	4,2	16,85	25	61
E	1,380	4,2	11,20	20	59
F	1,380	4,2	11,20	20	59

Tabla 4.18 Diámetros mínimos y diámetros adoptados para el eje principal.

Los diámetros aceptados no fueron alterados y se conservó el mismo diseño determinado para el eje anterior.

4.8.3 Cálculo de la soldadura entre el disco pequeño superior y el eje principal

Se utiliza el mismo procedimiento utilizado en el apartado 4.7.5.

Conociendo el valor máximo de resistencia a la fluencia del electrodo E6013 (electrodo a utilizar) $S_y = 345 \text{ MPa}$ y un factor de seguridad $\eta = 1,44$ (según tabla 4.8) en conjunto con la ecuación 69 se obtiene:

$$\tau_{\text{admisible}} = \frac{0,40 \cdot 345 \text{ MPa}}{2 \cdot 1,44}$$

$$\tau_{admissible} = 47,916 MPa$$

El cordón de soldadura se encuentra ubicado en un diámetro de eje de 30 mm, luego el torque al que se encuentra sometido es de 14 Nm.

El esfuerzo máximo debe ser menor al admisible por lo tanto utilizando la ecuación 70 y sustituyendo los respectivos valores se determina la altura mínima que debe tener el cordón de soldadura:

$$h_{min} = \frac{14 Nm}{0,707 \cdot 47,916 \times 10^6 Pa \cdot 2\pi \cdot (0,015 m)^2}$$

$$h_{min} = 2,920 \times 10^{-4} m$$

La altura de la soldadura proporcionada por el electrodo es de $3,75 \times 10^{-3} m$ lo cual demuestra que la soldadura resiste y no habrá falla por efecto de la torsión.

4.8.4 Cálculo y diseño del cuñero y la cuña.

La cuña va a estar ubicado en el extremo inferior del eje (D) que posee 20mm, donde ocurre la unión del eje con la polea de 12”.

Para la elección del tipo de cuña se toma en cuenta el diámetro del eje y mediante la tabla 4.13 se determina la geometría de la misma. Para nuestro caso se recomienda una cuña cuadrada que se adapta a las dimensiones entre 9/16” y 7/8” ($\phi = 20 mm \cong 0,78''$) la cual posee un espesor (W) de 3/16” y una altura (H) de 3/16”.

El material de la cuña es acero AISI 1020 con un valor máximo de resistencia a la fluencia $S_y = 210 MPa$.

Los cuñeros y la maza en el eje se diseñarán de tal manera que exactamente la mitad de la altura de la cuña se apoye en el lado del cuñero del eje y la otra mitad en el lado del cuñero de la maza.

Para verificación del diseño la tensión por esfuerzo de corte no debe sobrepasar al valor del esfuerzo de corte determinado por la teoría de falla por tensión máxima de esfuerzo de corte [12] como se indica en la ecuación 56.

Para aplicaciones industriales, se considera $n = 3$ como un valor adecuado.

$$\tau_{admisible} = \frac{210MPa}{2 \cdot 3}$$

$$\tau_{admisible} = 35MPa$$

Luego mediante la ecuación 74 y con un torque de diseño de 14 Nm se determina la longitud mínima para que no falle la cuña por efecto de los esfuerzos de corte.

$$L = \frac{14Nm}{35MPa \cdot 0,02m / 2 \cdot 4,76 \times 10^{-3}m}$$

$$L = 8,40 \times 10^{-3}m$$

Ahora se analizará la falla por compresión debida al apoyo entre los lados de la cuña y el material del eje o de la maza. La falla se presentara en la superficie con la resistencia a la deformación por comprensión más baja.

Luego la tensión de diseño se tiene por la (ec. 43):

$$\sigma_{admisible} = \frac{210MPa}{3}$$

$$\sigma_{admisible} = 70MPa$$

Mediante la ecuación 77 se determina la longitud mínima para que no falle la cuña por efecto de la compresión. Sustituyendo los valores respectivos resulta lo siguiente:

$$L = \frac{4 \cdot 14Nm}{70MPa \cdot 0,02m \cdot 4,76 \times 10^{-3}m}$$

$$L = 8,40 \times 10^{-3}m$$

Las longitudes obtenidas están por debajo del espesor de la polea (30mm) por lo tanto se elige una longitud estándar que cubra una parte sustancial del volante 31,75mm equivalente a $1^{1/4}$ ", tamaño recomendado según la tabla 4.14.

4.8.5 Selección de rodamientos

La configuración del sistema se compone de dos rodamientos que sirven de apoyo y fijación del eje.

Conociendo la geometría, dimensiones del eje y las reacciones en cada uno de los puntos donde se apoyan los rodamientos, se procede a seleccionar el tipo de rodamiento. Del manual SKF se selecciona un rodamiento 6205 de una hilera de bolas, diámetro interno 25 mm y diámetro externo de 52 mm y un ancho de 15 mm con una capacidad dinámica de carga (C) de 14000 N, una capacidad de carga estática (C_0) de 7800 N, una carga límite de fatiga de 335 N y una velocidad nominal de operación lubricado con grasa de 12000 r.p.m.

Utilizando la misma metodología empleada en el inciso 4.7.7 se procede de la siguiente manera:

El valor de la fuerza radial (F_R) se obtiene de los diagramas de cortante del inciso 4.8.1 y la fuerza axial (F_A) se determina por la sumatoria de los componentes que soporta el eje.

$V=1$ debido al tipo de rodamiento de bola de hilera única, los valores de X y Y se extraen de la tabla 4.15

Para el caso del rodamiento en la posición B tenemos:

$$F_R = 63,59 \text{ N}$$

$$F_A = 95,011 \text{ N}$$

Luego utilizando la ecuación 80 se consigue:

$$\frac{F_A}{C_0} = \frac{95,011 \text{ N}}{7800 \text{ N}} = 0,0121$$

De la tabla 4.15 se obtiene:

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,17$$

$$e = 0,203$$

Verificando la siguiente relación:

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{95,011N}{63,59N} = 1,462 > e$$

Se utiliza la ecuación 78 para el cálculo de la carga equivalente:

$$P = 1 \cdot 0,56 \cdot 63,59N + 2,17 \cdot 95,011N$$

$$P = 241,77N$$

El factor K equivale a tres (3) debido al tipo de rodamiento de bola, la duración en horas (30000 horas valor recomendado por el manual) y las r.p.m. a utilizar se estimaron en 300 (r.p.m fijada para el diseño de la hoja de cálculo).

Ahora utilizando la ecuación 81 y 82 obtenemos:

$$L_{10} = \frac{30000horas \cdot 300rpm \cdot 60 \frac{min}{hora}}{10^6}$$

$$L_{10} = 540 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

$$C = 241,778N \cdot 540 \times 10^6 \frac{1}{3}$$

$$C = 1968,85N$$

De igual manera se realiza el cálculo para el rodamiento en el punto C:

$$F_R = 201,38 N$$

$$F_A = 95,011 N$$

Luego utilizando la ecuación 79 se consigue:

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{95,011N}{7800N} = 0,0121$$

De la tabla 4.15 se obtiene:

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,17$$

$$e = 0,203$$

Verificando la siguiente relación:

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{95,011N}{201,38N} = 0,471 > e$$

Se utiliza la ecuación 78 para el cálculo de la carga equivalente:

$$P = 1 \cdot 0,56 \cdot 201,38N + 2,17 \cdot 95,011N$$

$$\boxed{P = 318,94N}$$

Ahora utilizando la ecuación 81 y 82 se obtiene:

$$L_{10} = \frac{30000horas \cdot 300rpm \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{hora}}}{10^6}$$

$$\boxed{L_{10} = 540 \times 10^6 \text{ ciclos}}$$

$$C = 318,94N \cdot 540 \times 10^6 \frac{1}{3}$$

$$\boxed{C = 2597,20N}$$

Como en el punto C se obtuvo el valor más crítico de capacidad de carga dinámica se selecciona el rodamiento con respecto a este valor; en este caso los rodamientos están sobre dimensionados pero como se quería conservar el mismo diseño se adopta la misma selección y se verifica que el rodamiento no falla.

4.8.6 Mecanismo de transmisión de potencia

Se selecciona un mecanismo de banda en V dado su fácil construcción y bajo costo inicial y de mantenimiento. El primer paso para determinar las especificaciones de las poleas y la banda es conocer los valores de torque y potencia que proporciona la planta motriz (en este caso el motor eléctrico), lo cual se hizo en la sección 4.11.1.2 se obtiene el momento torsor real ($M_{T_{real}}$) y la potencia real (Pot_{real}) trabajando a velocidad nominal:

$$M_{T_{real}} = 4,38 Nm$$

$$Pot_{real} = 499,82 w = 0,67 Hp$$

Además es fundamental conocer con precisión los requerimientos del proceso, los cuales se determinan en la sección 4.5.2.2 y 4.5.2.3, los cuales son:

$$M_{T_{3F MAX}} = 10,978 Nm$$

$$Pot_{3F MAX} = 235,535 w = 0,316 Hp$$

La relación de transmisión (RT) se puede definir de muchas maneras: en función del momento torsor aplicado al eje principal ($M_{T_{3F MAX}}$) y el momento torsor otorgado por el motor ($M_{T_{real}}$), en función del diámetro de la polea impulsada acoplada al eje principal (D_2) y el diámetro de la polea impulsora acoplada al motor (D_1) y en función de la velocidad de rotación del eje del motor (ω_m) y la velocidad de rotación del eje principal (ω_{31}), como se plasma en la siguiente ecuación:

$$RT = \frac{M_{T_{3F MAX}}}{M_{T_{real}}} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{\omega_m}{\omega_{31}} \quad (\text{ec. 109})$$

La relación de transmisión máxima para bandas recomendadas no debe exceder el valor de 3.38 [12]. A partir de la primera forma de la ecuación anterior se calcula la relación de transmisión mínima que debe existir:

$$RT_{MIN} = \frac{M_{T_{3F MAX}}}{M_{T_{real}}} = \frac{10,978 Nm}{4,38 Nm}$$

$$RT_{MIN} = 2,51$$

Ahora se determina el diámetro de paso estándar de la polea impulsora (D_1 ESTD) y la capacidad de transmisión por cada 1000 ft/min a través de la tabla 4.19

Tabla 4.19 Potencias nominales en hp de bandas trapeziales (o en V) estándares

SECCIÓN DE BANDA	DIÁMETRO DE PASO DE POLEA, in	VELOCIDAD DE LA BANDA, ft/min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 o más	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 o más	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90

Tabla 4.19 Diámetro estándar de Bandas

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5º Ed

$$D_{1 \text{ ESTD}} = D_1 = 3.8 \text{ pulg. } (96,52 \times 10^{-3} \text{ m}) \Rightarrow 0,93 \text{ Hp por cada } 1000 \text{ ft/min}$$

A partir de los valores de la relación de transmisión podemos determinar el rango de valores para el diámetro de la polea impulsada a partir de la ecuación 19:

$$D_2 = RT \cdot D_1$$

$$D_{2 \text{ MAX}} = RT_{\text{MAX}} \cdot D_1 \quad (\text{ec. 110})$$

$$D_{2 \text{ MAX}} = 3,38 \cdot 3,8 \text{ pulg.} = 12,844 \text{ pulg. } (0,326 \text{ m})$$

$$D_{2 \text{ MIN}} = RT_{\text{MIN}} \cdot D_1 \quad (\text{ec. 111})$$

$$D_{2 \text{ MIN}} = 2,51 \cdot 3,8 \text{ pulg.} = 9,538 \text{ pulg. } (0,242 \text{ m})$$

De la tabla 4.19 se determina el diámetro de la polea impulsada estándar ($D_{2 \text{ ESTD}}$):

$$D_{2 \text{ ESTD}} = 12 \text{ pulg.}$$

Conociendo los diámetros anteriores se procede a calcular la relación de transmisión corregida (RT_{CORR}), de nuevo a partir de la ecuación 109:

$$RT_{CORR} = \frac{D_2_{ESTD}}{D_1_{ESTD}}$$

(ec. 112)

$$RT_{CORR} = \frac{12 \text{ pulg.}}{3.8 \text{ pulg.}}$$

Finalmente

$$RT_{CORR} = 3,158$$

Para calcular la potencia demandada, inicialmente se debe determinar la velocidad de rotación del motor, basándose en la ecuación 109 como sigue (con n_3 como las r.p.m. del eje 3 y n_m como las r.p.m. del motor):

$$RT = \frac{\omega_m}{\omega_{31}} = \frac{n_m}{n_3}$$

Despejando n_m se tiene:

$$n_{mCORR} = RT_{CORR} \cdot n_3$$

(ec. 113)

Sustituyendo $RT_{CORR} = 3,158$ en la ecuación anterior queda:

$$n_{mCORR} = 3,158 \cdot 300 \text{ r.p.m.}$$

$$n_{mCORR} = 947,4 \text{ r.p.m.}$$

Como se explica con más detalle en la sección 4.11.1 correspondiente a la selección del motor, la potencia se determina a partir de la ecuación 124 como sigue:

$$Pot_{real} = M_{Treal} \cdot \omega_{motor}$$

$$Pot_{real} = 4.38 \text{ Nm} \cdot 947,4 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$Pot_{real} = 434,546 \text{ w} = 0.583 \text{ Hp}$$

Conociendo la potencia real, se determina la potencia de diseño mediante un Factor de Servicio (F.S.) el cual es hallado en la siguiente tabla [12]:

Tipo de máquina que es impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: torque normal ^a Motores de CD: bobinado en derivación Motores: de cilindro múltiple			Motores de CA: torque alto ^b Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores: de 4 o menos cilindros		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, ventiladores, ventiladores con tolva, bombas centrifugas, transportadores, ligeras	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, herramientas para máquinas, mezcladores, transportadores, grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de baldes o recipientes, máquinas textiles, molinos de martillo, transportadores, pesadas	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bola, malacates, extruidoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Cualquier máquina que pueda ahogarse	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

^aSincrónicos, de fase dividida, de tres fases con torque (par) de arranque o torque (par) al paro menor que 250% del torque con carga total.
^bDe fase única, trifásico con torque (par) de arranque o torque (par) al paro mayor que 250% del torque con carga total.

Tabla 4.20 Factores de servicio

Fuente: Diseño de Elementos de Máquina, R. Mott, 2º Ed.

$$F.S. = 1,1$$

La potencia de diseño (Pot_{DIS}) será [12]:

$$Pot_{DIS} = F.S. \cdot Pot_{real} \quad (ec. 114)$$

$$Pot_{DIS} = 1,1 \cdot 434,546w$$

$$Pot_{DIS} = 478,000w = 0,641Hp$$

La velocidad de banda (V_B) se calcula mediante la ecuación siguiente [17]:

$$V_B = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_m}{12} \quad (ec.115)$$

Sustituyendo:

$$V_B = \frac{\pi \cdot 3,8 \text{ pulg.} \cdot 947.4 \text{ r.p.m.}}{12}$$

$$V_B = 942,509 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

El paso a continuación es calcular la potencia transmitida por banda ($\text{Pot}_{\text{xBANDA}}$) interpolando en la tabla 4.18 como sigue:

Datos:

$$V_B = 1000 \text{ ft/min} \Rightarrow \text{Pot}_{\text{xBANDA}} = 0,93 \text{ Hp}$$

$$V_B = 2000 \text{ ft/min} \Rightarrow \text{Pot}_{\text{xBANDA}} = 1,55 \text{ Hp}$$

Incognita:

$$V_B = 942.509 \text{ ft/min} \Rightarrow \text{Pot}_{\text{xBANDA}} = 0,894 \text{ Hp}$$

El paso siguiente es calcular la distancia entre centros (C) con la siguiente ecuación [12]:

$$\boxed{D_2 \leq C \leq 3(D_1 + D_2)} \quad (\text{ec.116})$$

$$12 \text{ pulg.} \leq C \leq 3(3.8 \text{ pulg.} + 12 \text{ pulg.})$$

$$12 \text{ pulg.} \leq C \leq 47.4 \text{ pulg.}$$

Por limitaciones de espacio se escoge la menor de ellas

$$\boxed{C = 12 \text{ pulg.}}$$

La longitud de banda se calcula con la ecuación a continuación [12]:

$$\boxed{L = 2C + 1,57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}} \quad (\text{ec. 117})$$

$$L = 2 \cdot 12 \text{ pulg.} + 1,57(12 \text{ pulg.} + 3,8 \text{ pulg.}) + \frac{(12 \text{ pulg.} - 3,8 \text{ pulg.})^2}{4 \cdot 12 \text{ pulg.}}$$

$$L = 50 \text{ pulg.}$$

En la tabla que se muestra a continuación se determina la longitud de banda estándar (L_{ESTD}) que más se aproxime a la longitud antes calculada y se le agrega un factor de corrección (f) de la tabla 4.21 para calcular la longitud de paso[17]:

SECCIÓN	CIRCUNFERENCIA, in
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Sección de banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Tabla 4.21 Longitudes de bandas estándar y factor de corrección

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5° Ed.

$$L_{ESTD} = L_{TABLA} + f \quad (\text{ec. 110})$$

$$L_{ESTD} = 51 \text{ pulg.} + 1,3$$

$$L_{ESTD} = 52,3 \text{ pulg.}$$

Al tener una longitud de banda estándar hay que corregir la distancia entre centros. En primer lugar se calcula el factor B con la ecuación siguiente [12]:

$$B = 4L_{ESTD} - 6,28(D_2 + D_1) \quad (\text{ec. 118})$$

$$B = 4 \cdot 52,3 \text{ pulg.} - 6,28(12 \text{ pulg.} + 3,8 \text{ pulg.})$$

$$B = 109,975 \text{ pulg.}$$

Con este valor se consigue la distancia entre centros corregida (C_{CORR}) mediante la siguiente ecuación [12]:

$$C_{CORR} = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad (\text{ec. 119})$$

$$C_{CORR} = \frac{109,976 \text{ pulg.} + \sqrt{(109,976 \text{ pulg.})^2 - 32(12 \text{ pulg.} - 3,8 \text{ pulg.})^2}}{16}$$

$$C_{CORR} = 13,105 \text{ pulg.}$$

Con la distancia entre centros corregida y a través de la figura 4.55 [12] se calcula el factor de Corrección por distancia entre centros (C_L):

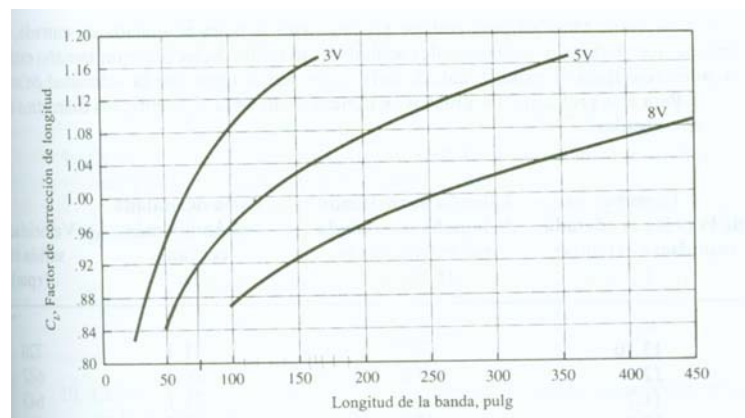


Figura 4.55 Factor de corrección de bandas por distancia entre centros (C_L)

Fuente: *Diseño de Elementos de Máquina*, R. Mott, 2º Ed

$$C_L = 0,9$$

El ángulo de contacto (θ_1 para la polea impulsora y θ_2 para la impulsada) se determina con la ecuación a continuación [12]:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \text{Sen}^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right) \quad (\text{ec. 120})$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \operatorname{Sen}^{-1} \left(\frac{12 \text{ pulg.} - 3,9 \text{ pulg.}}{2 \cdot 12,579 \text{ pulg.}} \right)$$

$$\theta_1 = 141,955^\circ$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \operatorname{Sen}^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right)$$

(ec. 121)

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \operatorname{Sen}^{-1} \left(\frac{12 \text{ pulg.} - 3,9 \text{ pulg.}}{2 \cdot 12,579 \text{ pulg.}} \right)$$

$$\theta_2 = 218,045^\circ$$

Con θ_1 se determina el Factor de Corrección por ángulo de contacto (C_θ) con la ayuda de la figura 4.56 [12]:

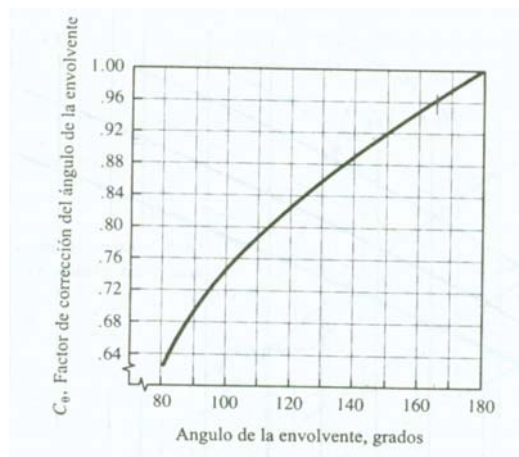


Figura 4.56 Factor de corrección de bandas por ángulo de contacto (C_θ)

Fuente: Diseño de Elementos de Máquina, R. Mott, 2º Ed

$$C_\theta = 0,9$$

Con estos dos factores de corrección anteriores se calcula la potencia por banda corregida ($Pot_{x\text{BANDA CORR}}$) por razón de la siguiente ecuación [12]:

$$Pot_{x\text{BANDA CORR}} = C_L \cdot C_\theta \cdot Pot_{x\text{BANDA}} \quad (\text{ec.122})$$

$$Pot_{x\text{BANDA CORR}} = 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0 \cdot 0,894 \text{ Hp}$$

$$Pot_{x\text{BANDA CORR}} = 0,724Hp$$

Se verifica claramente que este valor de potencia es superior al valor de la potencia de diseño, es decir, se puede trabajar con una (1) banda para transmitir los 0,641Hp requeridos.

Por último hay que comprobar que para el caso de que se trabaje a 150 r.p.m. cumple con los requisitos. Para ello se procede a lo siguiente:

Con la ecuación 113 se determina la velocidad de giro del motor corregida ($n_{m\text{CORR}}$):

$$n_{m\text{CORR}} = 3,158 \cdot 150 \text{ r.p.m.}$$

$$n_{m\text{CORR}} = 473,7 \text{ r.p.m.}$$

Con este resultado se calcula la potencia real corregida ayudado por los factores de longitud y distancia entre centros. Partimos de la ecuación 124:

$$Pot_{real} = 4.38 \text{ Nm} \cdot 473.7 \frac{rev}{min} \cdot \frac{2\pi}{1rev} \cdot \frac{1min}{60s}$$

$$Pot_{real} = 239,000 \text{ w} = 0.321 \text{ Hp}$$

La potencia de diseño será, con F.S.=1.1 ecuación 114:

$$Pot_{DIS} = 239,00w \cdot 1.1$$

$$Pot_{DIS} = 262,9w = 0,352Hp$$

La velocidad de banda corregida será calculada con la ecuación 115 como sigue:

$$V_B = \frac{\pi \cdot 3,8 \text{ pulg.} \cdot 473.7 \text{ r.p.m.}}{12}$$

$$V_{B\text{ CORR}} = 471,255 \text{ ft} / \text{min}$$

De igual forma para calcular la potencia por banda se interpola en la tabla 4.19:

Datos:

$$V_B = 1000 \text{ ft/min} \Rightarrow \text{Pot}_{xBANDA} = 0,93 \text{ Hp}$$

$$V_B = 2000 \text{ ft/min} \Rightarrow \text{Pot}_{xBANDA} = 1,55 \text{ Hp}$$

Incognita:

$$V_B = 471,255 \text{ ft/min} \Rightarrow \text{Pot}_{xBANDA} = 0,602 \text{ Hp}$$

La potencia por banda corregida la calculamos con la ec. 122:

$$Pot_{xBANDA CORR} = C_L \cdot C_\theta \cdot Pot_{xBANDA}$$

$$Pot_{xBANDA CORR} = 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,602 \text{ Hp}$$

$$\boxed{Pot_{xBANDA CORR} = 0,488 \text{ Hp}}$$

Se observa claramente el la potencia corregida por banda es mayor que la potencia requerida, lo que nos confirma que se puede trabajar de igual forma con una (1) banda en este rango de velocidades.

Resumiendo el sistema de transmisión de potencia seleccionado fue:

SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA		
Tipo:	Por Bandas flexible en V	
Clase de Banda:	Pefil A	
Longitud de la Banda:	51 pulg. (1,2954 m)	
Nº de Bandas:	1	
Especificación:	Goodyear Hy-T Plus (Clasical) A48-4L500	
Diámetros estándar de las poleas:	Impulsora (D ₁):	3,8 pulg (0,965 m)
	Impulsada (D ₂):	12 pulg. (0,305 m)
Distancia entre centros:	13,105 pulg. (0,332m)	
Relación de transmisión:	3,158	
Velocidad de Banda:	942,509 ft/min (4,788 m/s)	
Capacidad de transmisión @ 300 r.p.m.:	0,724 Hp / 17,185 Nm	
Capacidad de transmisión @ 150 r.p.m.:	0,488 Hp / 23,168 Nm	

Tabla 4.22 Resumen características del sistema de transmisión de potencia

4.9 Estructura de soporte

Como fue mencionado anteriormente es la estructura que sirve de armazón o cuerpo en donde se fijarán todos los demás elementos que permiten el desarrollo del proceso de rebobinado.

La altura de la mesa se determina bajo un panorama general de la práctica ergonómica, mediante el uso de normas, métodos y técnicas se desea obtener un diseño que ofrezca beneficios al trabajador.

La mesa de trabajo se considera como una estación de trabajo de pie. Según la **norma ISO (International Standards Organization) 6385: Principios**

ergonómicos en el diseño de los sistemas de trabajo una unidad de trabajo de pie es necesario considerar la altura de codo de los trabajadores y de la naturaleza el trabajo.

El objetivo del proyecto es lograr un proceso automatizado donde se incurra un tiempo muy bajo de maniobra por parte del operario. El tipo de trabajo a realizar se considera como un trabajo ligero, de ésta manera según la norma antes mencionada para un trabajo ligero, “*la altura de la superficie de trabajo debe ser de 10 a 15 cm por abajo del codo para materiales y herramientas pequeñas*”. Considerando una estatura promedio del trabajador entre 1,68 y 1,75 metros, y la altura del codo ubicada aproximadamente a 95 centímetros del suelo se toma como altura de diseño para la mesa de 80cm, la cual libremente puede conformarse como un sitio de trabajo de pie aunque si se desea se adapta fácilmente a un sitio de trabajo sentado.

Del mismo modo considerando la norma ISO 6385 todos los mandos se deberán situar dentro de los límites máximos de alcance del operador cuando éste está en posición correcta y normal. La agrupación de los mandos se hará en función de la frecuencia de uso por una parte y de la importancia de la respuesta. La ubicación de los mismos se debe situar por encima de la cintura o por debajo de los hombros siempre que ello sea posible. La chapa frontal ubicada al nivel de la cintura sirve de base para la ubicación de los mandos de operación, de este modo se respeta que todos los mandos de operación estén al alcance del operario.

4.9.1 Calculo de los esfuerzos y deflexiones de los soportes laterales.

La construcción se conforma de tubos rectangulares ASTM A500 con una resistencia a la fluencia $S_y = 290$ Mpa, elementos donados por la Escuela Técnico Don Bosco.

Usando el programa *Visual Nastrand*, el cual posee herramientas para obtener aproximaciones de los esfuerzos y las deflexiones mediante elementos finitos, se realiza el análisis de los soportes laterales para verificar que el elemento no falla.

Los soportes laterales se conforman de tres tubos cortados en sus esquinas en 45 grados, soldados en los ángulos para conformar una estructura estable y un cuarto tubo soldado en la parte inferior que aumenta la rigidez del arreglo. El peso de la

parte superior de la mesa es aproximadamente de 60 Kg., de un total de 95 Kg., el cual será distribuido en cuatro elementos que servirán de sustento, dos de ellos son los soportes laterales soportando cada uno un peso aproximado de 15 Kg.

El soporte lateral en su parte superior se encuentran sometido a flexión, y los elementos verticales soportan un esfuerzo de compresión. De la figura 4.57 se obtiene el valor del esfuerzo máximo $\sigma_{\max} = 5,89MPa$, con un error de un 12,5% según información del programa.

Considerando $\eta = 3$ para aplicaciones industriales [12] se compara el esfuerzo máximo obtenido, con el esfuerzo admisible mediante la ecuación 43:

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{290MPa}{3} = 96,66MPa$$

$$\sigma_{\text{máx}} \leq \sigma_{\text{admisible}}$$

Quedando demostrado que la pieza no falla ni por flexión ni por compresión. De la figura 4.58 se obtiene que el valor máximo de deflexión es $Y_{\max} = 0.0146mm$.

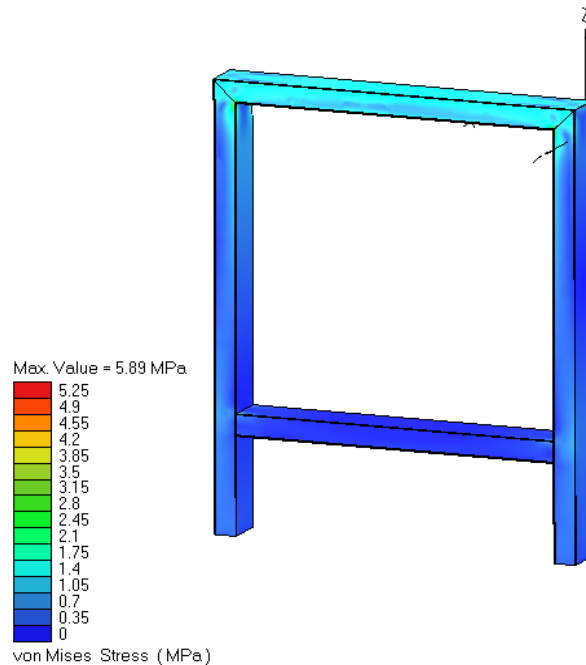


Figura 4.57 Esfuerzos obtenidos el soporte lateral, por medio de Visual Nastrand 4D.

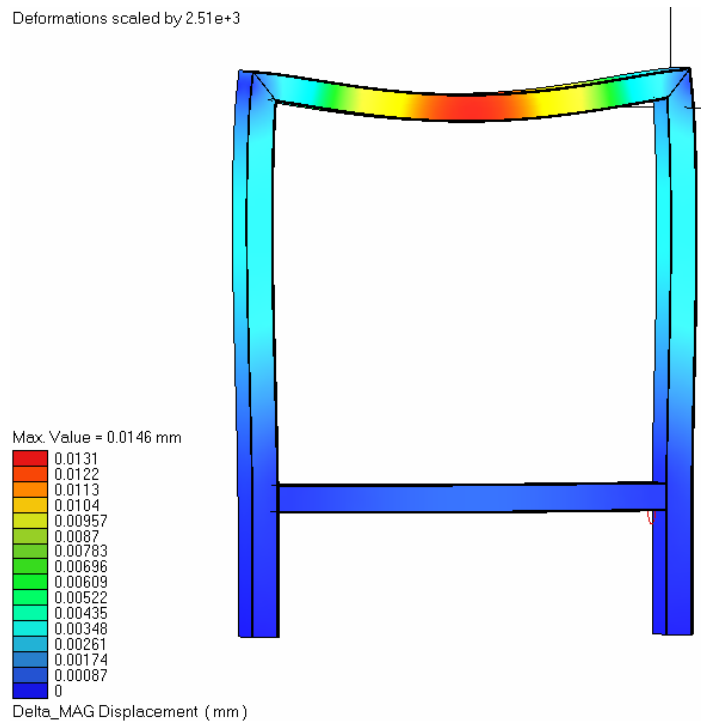


Figura 4.58 Desplazamientos obtenidos en el soporte lateral, por medio de Visual Nastrand 4D.

4.9.2. Cálculos de los esfuerzos y deflexiones de la chapa frontal y posterior.

Los soportes laterales antes mencionados conforman parte de la estructura de soporte, la otra parte lo conforman la chapa frontal y posterior.

Estas chapas se fijan por medio de tornillos a los soportes laterales y conformando completamente el cuerpo de la mesa.

Las chapas están hechas de láminas de acero AISI 1020 con una resistencia a la fluencia de $S_y = 210$ MPa y una resistencia última a la tracción $S_{ut} = 380$ MPa dobladas y cortadas a la medida, ambas ellas soportan una cuarta parte del peso superior, 15 Kg. El peso se encuentra distribuido a lo largo de la chapa lo que implica que las chapas se encuentren sometidas a esfuerzo de flexión.

En la figura 4.59 se muestra el análisis de esfuerzos por elementos finitos, mediante el programa *Visual Nastrand.*, obteniendo como valor de esfuerzo máximo

$$\sigma_{\max} = 47,5 \text{ MPa} .$$

Para verificar si hay falla por flexión, se comparará el esfuerzo obtenido con el esfuerzo admisible por flexión según la ecuación 43, el cual debe ser mayor que el obtenido. Se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales.

$$\sigma_{admissible} = \frac{210MPa}{3} = 70MPa$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{admissible}$$

Luego la deflexión máxima alcanzada es de $Y_{max} = 0.195mm$, ver figura 4.60

La chapa posterior es muy semejante a la frontal, quedando demostrado que la chapa frontal no falla debido a esfuerzos de flexión, la chapa posterior no falla por semejanza de dimensiones.

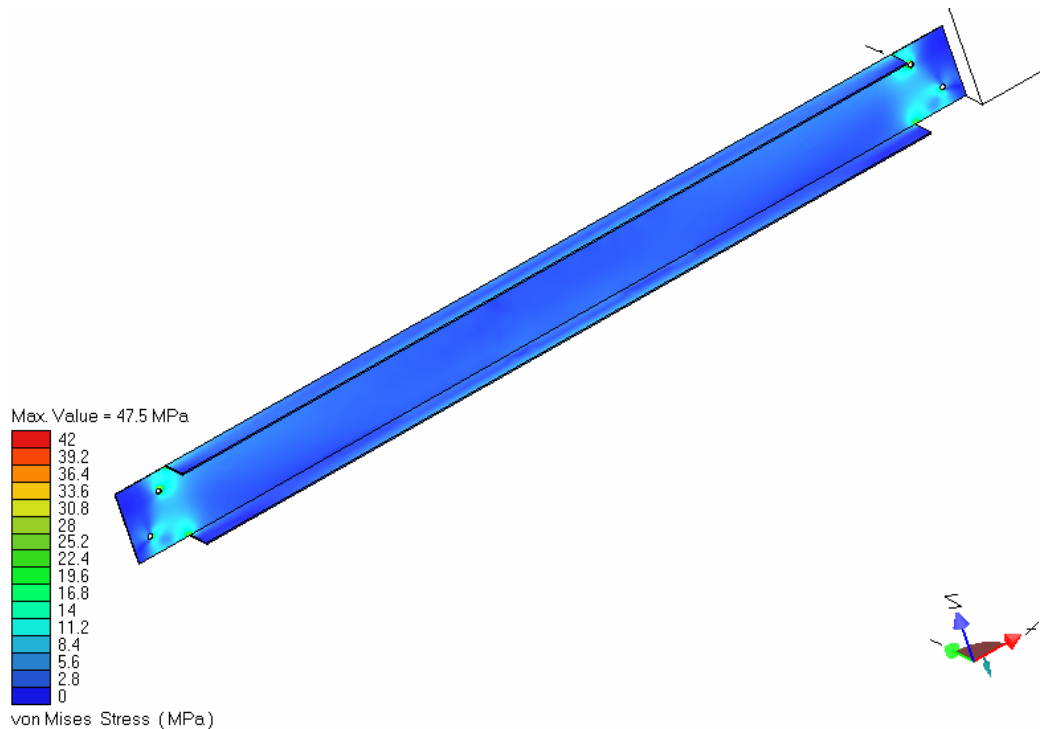


Figura 4.59 Esfuerzos obtenidos chapa frontal, por medio de Visual Nastrand 4D.

Deformations scaled by 312

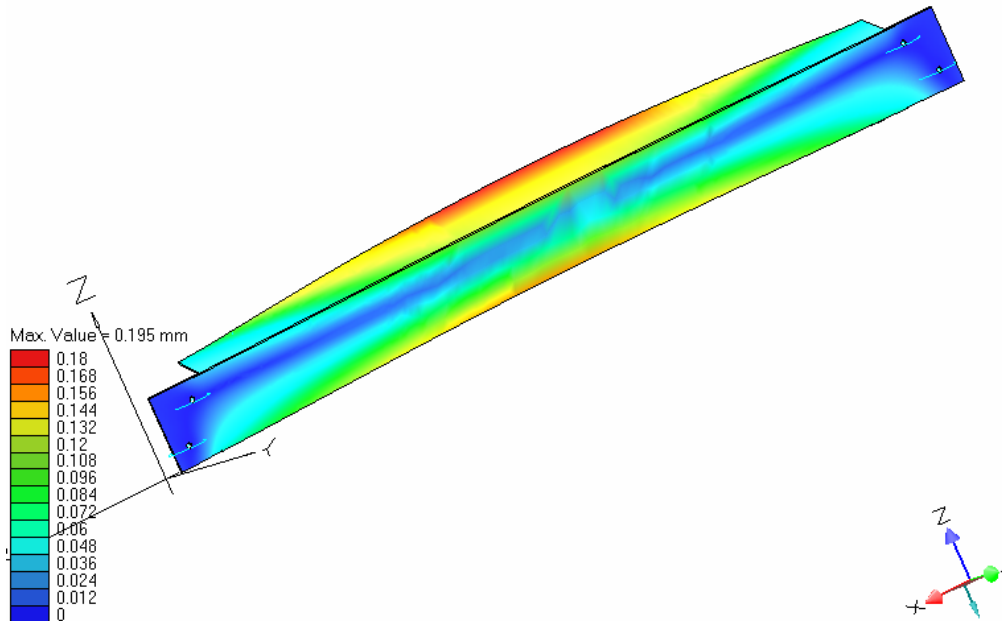


Figura 4.60 Desplazamientos obtenidos la chapa frontal, por medio de Visual Nastrand 4D.

4.10 Estructura Superior

4.10.1 Dimensiones

Las dimensiones del tope son 1,680 x 0,62 metros.

Para realizar el cálculo de las dimensiones se toman en cuenta las siguientes restricciones:

1. La bobina maestra de papel tiene un diámetro externo de 0,4 metros.
2. El máximo tamaño de la bobina final a generar es de 0,2 metros.
3. Debe existir espacio suficiente para la colocación del sistema de conteo y corte, se fija espacio entre ambos sujetadores de core aproximadamente 0,6 metros.
4. La polea del eje acoplado al motor es de 12 pulgadas (0,3048 metros).
5. La distancia entre centros de las poleas es de 0,332 metros.

Tomando estas consideraciones la figura 4.61 muestra la configuración de los agujeros presentes en las láminas

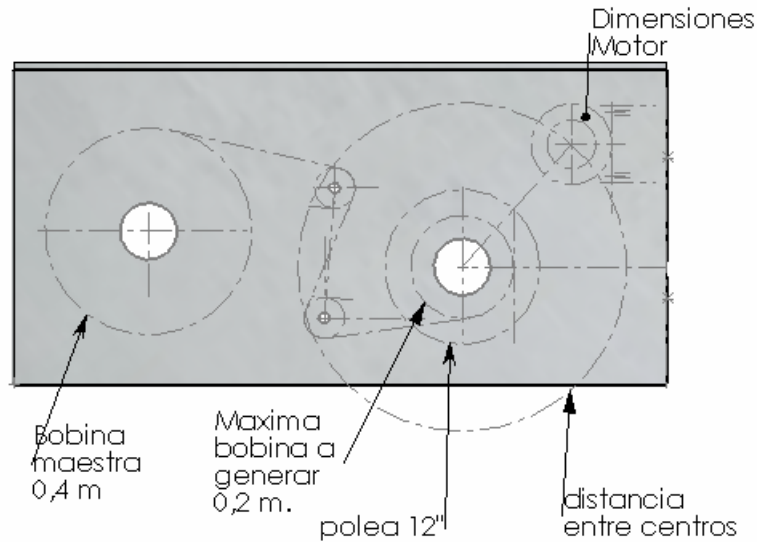


Figura 4.61 Configuración agujeros láminas

4.10.2 Cálculos de los esfuerzos y deflexiones Lámina 3mm.

Este soporte inferior se conforma de una lámina de 3mm de AISI 1020 con una resistencia a la fluencia de $S_y = 210$ MPa y una resistencia última la tracción $S_{ut} = 380$ MPa; la lámina posee una serie de agujeros que sirven de guía para la colocación de las bocinas donde se alojan los ejes, los soportes de las barras guías de los rodillos de aluminio y los soportes para el conjunto del soporte del cuero utilizado para el sistema de frenado.

La lámina soporta el peso de todos los componentes por ello necesario estudiar que grado de deflexión que sufrirá la misma para determinar luego las futuras correcciones en caso de ser necesarias.

De los análisis de esfuerzos y de deflexión realizados se determina las siguientes consideraciones:

- ◆ Realizar un dobléz en la parte posterior para corregir la deflexión inicial proveniente de fábrica.

- ◆ Entre los soportes laterales se coloca un ángulo, soldado a lo mismos, donde se corrige cualquier deflexión que no haya sido corregida con el doblez anterior, la lámina de 3mm será atornillada al ángulo.
- ◆ La lámina se atornilla en su parte delantera a la chapa frontal para corregir deflexiones remanentes.
- ◆ La lámina se encuentra atornillada a los soportes laterales.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores se procede a realizar el análisis de esfuerzos y deflexiones por medio del método elementos finitos, usando la herramienta de *Visual Nastrand*.

En los agujeros mayores la lámina soporta un peso aproximadamente de 7 Kg (sistema rotación bobina maestra, sistema de rotación eje acoplado al motor cada uno), en los demás agujeros el peso alcanzado por los soportes y sus barras es aproximadamente de 1 Kg. en su mayor caso.

Realizando el análisis de esfuerzos y deflexiones se obtiene lo siguiente:

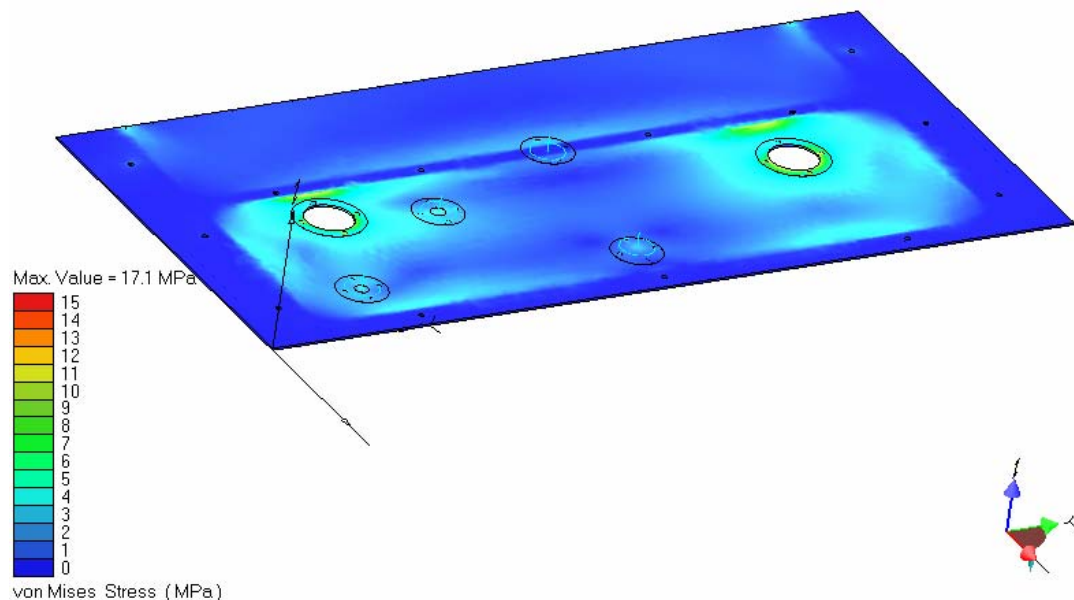


Figura 4.62 Esfuerzos obtenidos lámina 3mm, por medio de Visual Nastrand 4D.

Para verificar si hay falla por flexión, se comparará el esfuerzo obtenido $\sigma_{\max} = 17,1MPa$ con el esfuerzo admisible por flexión según la ecuación 43, el cual debe ser mayor que el obtenido. Se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales.

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{210MPa}{3} = 70MPa$$

$$\sigma_{\text{máx}} \leq \sigma_{\text{admisible}}$$

La deflexión máxima obtenida es de $Y_{\max} = 0.097mm$

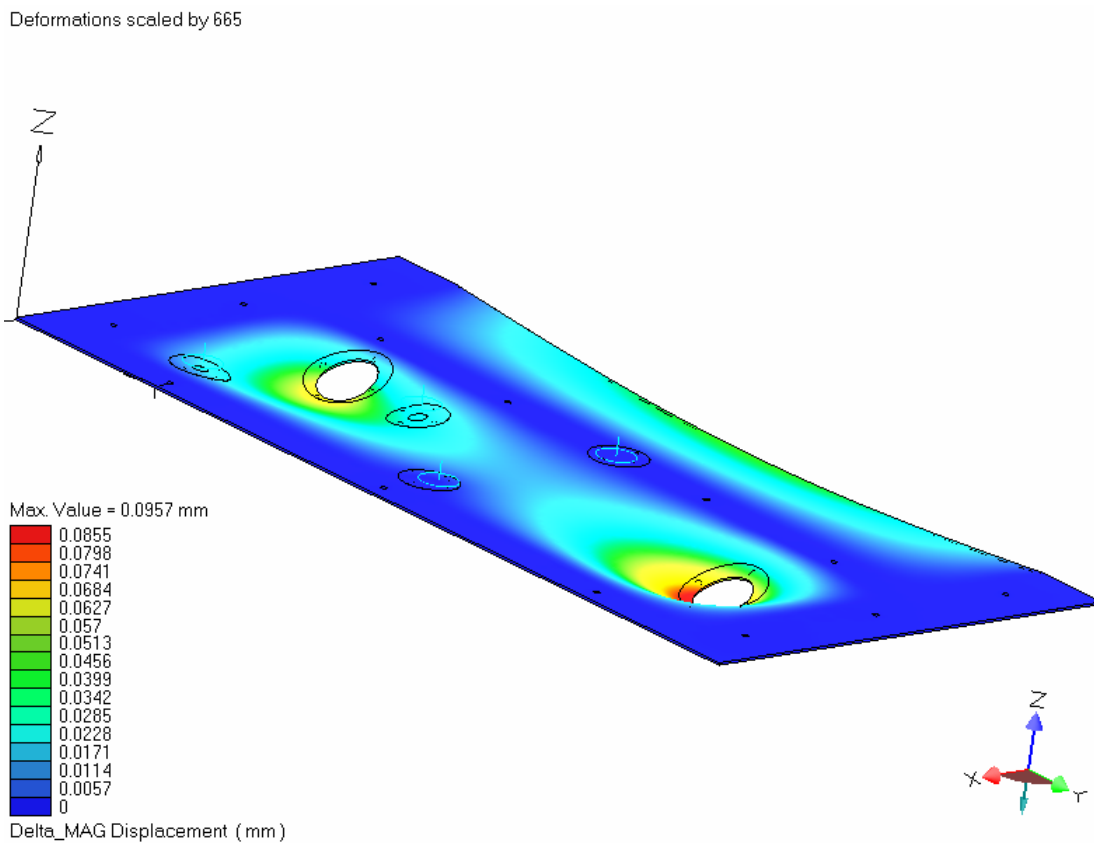


Figura 4.63 Desplazamientos obtenidos lámina 3mm, por medio de Visual Nastrand 4D.

4.10.3 Cálculos de los esfuerzos y deflexiones Lámina de acero inoxidable.

El siguiente cálculo evalúa el grado de deflexión y esfuerzos en que se encuentra sometida la lámina, el estudio permite verificar que la lámina se mantenga a nivel y no se altere debido a los pesos de las bobinas de papel.

El material utilizado es un acero inoxidable 304 satinado, posee una resistencia última a la fluencia $S_y = 276$ MPa y una resistencia a la fluencia $S_{ut} = 568$ MPa (datos suministrado por Vencraft, proveedor).

La lámina en su diseño original representa la parte estética de la rebobinadora de etiquetas; la geometría adoptada presenta:

- ◆ Tres de sus lados están doblados hacia abajo, las esquinas de las mismas están soldadas para dar uniformidad del material.
- ◆ Los lados laterales presentan agujeros que permiten fijar la lámina con la estructura de soporte mediante juntas atornilladas.
- ◆ El lado posterior se encuentra doblado en sentido contrario para dar límite de al área de trabajo.
- ◆ La lámina se apoya sobre unos soportes laterales atornillados a la estructura de soporte.
- ◆ Se colocan insertos de madera entre la lámina de 3mm y la lámina de acero inoxidable para crear un armazón interno que elimina deflexiones remanentes.

La lamina va a soportar el peso de las bobinas de papel en cada uno de los agujeros donde se encuentran ubicados los sujetadores de core. La bobina pesa aproximadamente 15 Kg; aunque el peso se desplazará de un sujetador a otro para el estudio se considera 15 Kg en un sujetador y 7 Kg. en otro (peso que representa la bobina de mayor diámetro que se va trabajar en el rebobinado final).

Como la lámina se encuentra sometida a flexión se verifica si hay falla por flexión, se comparará el esfuerzo obtenido con el esfuerzo admisible por flexión según la ecuación 43, el cual debe ser mayor que el obtenido. Se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales.

$$\sigma_{admisible} = \frac{276MPa}{3} = 92MPa$$

De la figura 4.64 se obtiene un valor de esfuerzo máximo de $\sigma_{max} = 14,5MPa$, lo que demuestra que la lámina no falla por flexión.

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{admisible}$$

Luego en la figura 4.65 se muestra la deflexión máxima $Y_{max} = 0.0553mm$ obtenida con la configuración antes descrita.

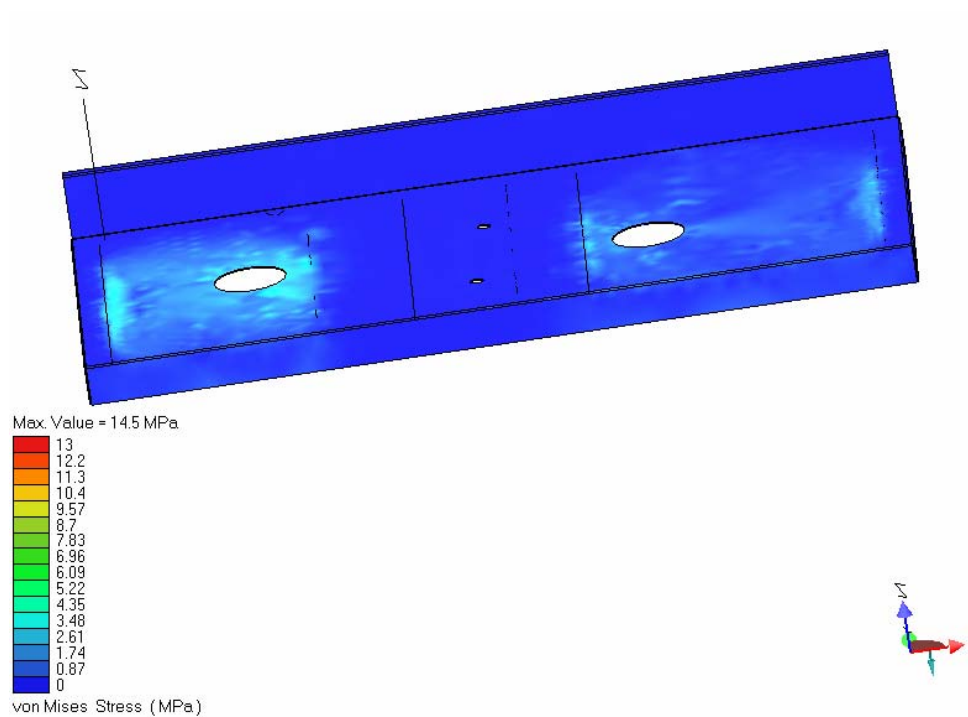


Figura 4.64 Esfuerzos obtenidos lámina acero inoxidable, por medio de Visual Nastrand 4D.

Deformations scaled by 1.16e+3

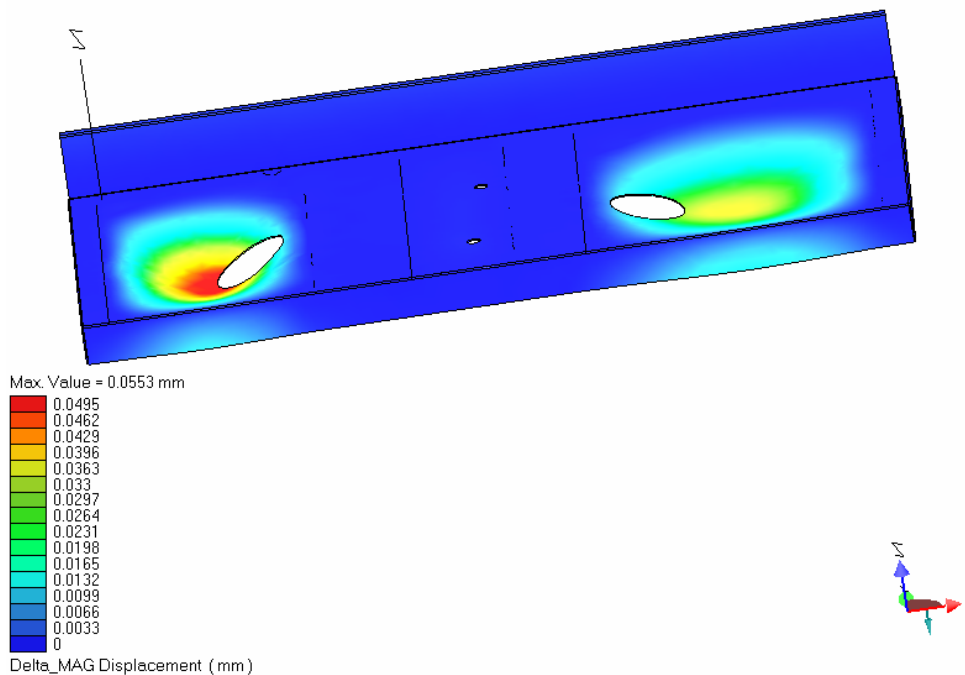


Figura 4.65 Desplazamientos obtenidos lámina acero inoxidable, por medio de Visual Nastrand 4D.

4.11 Sistema de Motor

4.11.1 Selección de la planta motriz

4.11.1.1 Requerimientos

Debido a la disponibilidad de corriente eléctrica, su bajo mantenimiento, tamaño compacto y fácil instalación, la selección de la planta motriz se centra en los motores eléctricos. Entre ellos, se decide por un motor de corriente alterna por su menor relación peso-potencia y por tanto un menor costo, así como mayor disponibilidad en el mercado nacional y menor mantenimiento ya que no poseen escobillas. Finalmente se resuelve por un motor trifásico sincrónico o de inducción (tipo jaula de ardilla) en lugar de monofásico dada su mayor disponibilidad y la existencia de variadores de frecuencia, elemento fundamental para el desarrollo del rebobinado.

Los requerimientos del proceso se obtienen de la sección 4.5.2.2 y 4.5.2.3 donde se analizan e identifican las situaciones críticas, consiguiendo para las dos especificaciones principales, momento torsor y potencia, los siguientes valores:

$$M_{T3F MAX} = 10,978 Nm$$

$$Pot_{3F MAX} = 235,535 W = 0,316 Hp$$

Por otro lado el rango de la velocidad de operación se fijó de 0 a 300 r.p.m., sin embargo, por recomendaciones del fabricante para evitar recalentamiento, la condición de operación óptima del motor se logra cuanto más cerca se esté de la velocidad nominal. Esto implica que con una relación de transmisión de 3,158 para una velocidad de giro del motor máxima de [12], la velocidad de giro óptima del motor estaría más cercana para un motor de 6 polos (1200 r.p.m. de velocidad sincrónica) que para uno de 4 polos (1800 r.p.m. de velocidad sincrónica), por lo que la selección se limitó al primer tipo.

4.11.1.2 Selección

Basándose en la tabla de especificaciones (ver anexo 4) proporcionada por el fabricante Siemens para motores de 6 polos, se selecciona un motor que nos otorgue la potencia necesaria y el torque o momento torsor requerido en el eje 3, considerando la eficiencia del mismo y la relación de transmisión del sistema de poleas-banda. En este punto hay que tener en cuenta que dado el amplio rango de velocidades necesarias se utiliza un variador de velocidad o variador de frecuencia vectorial, que como se explicó en el capítulo II, tiene la capacidad de mantener el par o torque nominal otorgado por el motor a cualquier velocidad por debajo de la velocidad nominal (inclusive mayor que el valor de par nominal durante cortos períodos). Para ello se fundamentan las siguientes ecuaciones:

$$M_{T real} = M_{T ideal} \cdot \eta \quad (ec.123)$$

Donde $M_{T_{real}}$ es el torque real disponible en el eje del motor (considerando las pérdidas), $M_{T_{ideal}}$ es el momento torsor sin considerar pérdidas (consideración ideal) y por último η es la eficiencia del motor.

De donde se deriva que la potencia real disponible en el eje del motor (Pot_{real}) será:

$$Pot_{real} = M_{T_{real}} \cdot \omega_{motor} \quad (\text{ec.124})$$

Velocidad 1200 rpm (2 polos)															
Código Actual	Código Antiguo	Tipo	Frame IEC	HP	KW	F.S.	In a		rpm	Eficiencia η	Torque nominal Nm	Momento de inercia Kg m2	Torque de arranque como fac. de Tn	Intensidad de In	Peso aprox. kg
							220 V Amp.	440 V Amp.							
01135	836640	1LA7 072-6YA60	71	0.40	0.29	1.05	1.60	0.80	1090	65.0	2.61	0.0006	2.3	4.9	5.7
01136	836672	1LA7 073-6YA60	71	0.50	0.37	1.15	2.20	1.10	1020	61.0	3.70	0.0009	1.5	2.0	5.7
01137	836660	1LA7 080-6YC60	80	0.60	0.45	1.05	2.40	1.20	1080	63.0	3.96	0.0015	1.8	2.7	8.5
01138	836673	1LA7 080-6YA60	80	0.75	0.56	1.15	3.30	1.65	1075	62.0	4.97	0.0015	1.5	2.0	8.5
01139	836690	1LA7 082-6YA60	80	0.90	0.66	1.05	3.60	1.80	1080	66.0	5.94	0.0018	1.9	3.1	10.5
01140	836674	1LA7 083-6YA60	80	1.00	0.74	1.15	4.20	2.10	1090	67.0	6.54	0.0018	2.6	4.0	10.5
01141	836601	1LA7 090-6YC60	90	1.20	0.90	1.05	5.20	2.60	1135	67.0	7.53	0.0028	2.0	3.2	11.9
01142	836676	1LA7 090-6YA60	90	1.50	1.12	1.15	6.60	3.30	1110	69.0	9.63	0.0028	2.0	3.4	12.0
01143	836678	1LA7 096-6YA60	90	2.00	1.50	1.15	7.80	3.90	1100	72.0	12.95	0.0035	2.7	6.0	14.9

Figura 4.66 Especificaciones de motores trifásico de 6 polos marca Siemens
Fuente: Manual Siemens “Motores trifásicos de inducción” <http://www.siemens.com>

Con las ecuaciones anteriormente planteadas (ec. 123 y ec. 124) y los valores obtenidos de la tabla se calcula para una de relación de transmisión de 3.158, el valor de torque real que se alcanza en el eje 3 al pasar por la transmisión de poleas y banda, se determina en la tabla 4.23:

6 polos - 1200 rpm			Valores Nominales			Valores Reales (rpm nominal)			Rel. de transm. 3.158		
Cód.	rpm nom.	η (%)	Pot (kw)	Pot (Hp)	Par (Nm)	Pot (kw)	Pot (Hp)	Par (Nm)	Pot (kw)	Pot (Hp)	Par (Nm)
01137	1080	63.0	0.45	0.60	3.96	0.28	0.38	2.49	0.25	0.33	7.88
01138	1075	62.0	0.56	0.75	4.97	0.35	0.46	3.08	0.31	0.41	9.73
01139	1080	66.0	0.66	0.90	5.94	0.44	0.59	3.92	0.39	0.52	12.38
01140	1090	67.0	0.74	1.00	6.54	0.50	0.67	4.38	0.43	0.58	13.84
01141	1135	67.0	0.90	1.20	7.53	0.60	0.80	5.05	0.50	0.67	15.93
01142	1110	69.0	1.12	1.50	9.63	0.77	1.04	6.64	0.66	0.88	20.98

Tabla 4.23 Valores reales para potencia y torque para diferentes motores

Se advierte que el motor de 0.90 Hp (código 01139) cumple con los requerimientos especificados, sin embargo este motor en particular no goza de buena disponibilidad en el país, por lo que se opta por el modelo siguiente, el de 1 Hp (código 01140). Esta opción va a favor del diseño ya que además de trabajar a una relación de transmisión más baja lo que prolonga la vida de la banda, el sobre dimensionamiento en cuanto a potencia y momento torsor le permite mantener temperaturas más bajas de funcionamiento alargando su vida útil. A parte tiene un punto más de rendimiento y conserva el mismo tamaño y peso.x

Para resumir, la planta motriz seleccionada fue:

- ❖ **Motor eléctrico trifásico de inducción (tipo jaula de ardilla) marca Siemens código 01140, con la siguientes especificaciones:**

Velocidad 1200 rpm (2 polos)															
Código Actual	Código Antiguo	Tipo	Frame IEC	HP	kW	F.S.	In a		rpm	Eficiencia η %	Torque nominal Nm	Momento de inercia Kg m ²	Torque de arranque como fac. de Tn	Intensidad de In de In	Peso aprox. kg
							220 V Amp.	440 V Amp.							
01135	836640	1LA7 072-6YA60	71	0.40	0.29	1.05	1.60	0.80	1090	65.0	2.61	0.0006	2.3	4.9	5.7
01136	836672	1LA7 073-6YA60	71	0.50	0.37	1.15	2.20	1.10	1020	61.0	3.70	0.0009	1.5	2.0	5.7
01137	836660	1LA7 080-6YC60	80	0.60	0.45	1.05	2.40	1.20	1080	63.0	3.96	0.0015	1.8	2.7	8.5
01138	836673	1LA7 080-6YA60	80	0.75	0.56	1.15	3.30	1.65	1075	62.0	4.97	0.0015	1.5	2.0	8.5
01139	836690	1LA7 082-6YA60	80	0.90	0.66	1.05	3.60	1.80	1080	66.0	5.94	0.0018	1.9	3.1	10.5
01140	836674	1LA7 083-6YA60	80	1.00	0.74	1.15	4.20	2.10	1090	67.0	6.54	0.0018	2.6	4.0	10.5
01141	836601	1LA7 090-6YC60	90	1.20	0.90	1.05	5.20	2.60	1135	67.0	7.53	0.0028	2.0	3.2	11.9
01142	836676	1LA7 090-6YA60	90	1.50	1.12	1.15	6.60	3.30	1110	69.0	9.63	0.0028	2.0	3.4	12.0
01143	836678	1LA7 096-6YA60	90	2.00	1.50	1.15	7.80	3.90	1100	72.0	12.95	0.0035	2.7	6.0	14.9

Figura 4.68 Motor seleccionado

4.11.1 Cálculos de la junta atornillada de fijación del motor.

Cuando se desea que una unión o junta pueda ser desensamblada sin aplicar métodos destructivos y que sea suficientemente fuerte para resistir cargas externas de tensión, de flexión o de cortante, la junta atornillada es una buena solución.

Debido a las características del motor seleccionado se utilizarán 4 pasadores M8x1,25 de 15mm de longitud grado 10.9 con una resistencia a la fluencia $S_y = 882$ MPa y una resistencia última a la tracción $S_{ut} = 980$ MPa (diámetro nominal 10mm y paso 1,25mm), que serán introducidas en unos agujeros de 9,5mm que presenta el motor.

El motor se fijará verticalmente sobre una chapa diseñada para su fijación. Es necesario verificar que la junta atornillada no falla y no ocurre la separación de la junta por ello es necesario evaluar la resistencia del pasador.

4.11.1.1 Análisis de resistencia del pasador. Caso estático.

Para evaluar la resistencia del pasador es necesario calcular el factor de carga (η_1) y el factor contra la separación de la junta (η_2). El primero trata de que la unión no falle por exceso de carga y el segundo de que la junta tenga la fuerza mínima requerida para permanecer unida. Ambos factores deben ser mayores a uno.

El factor de carga se determina mediante la siguiente ecuación ([17]):

$$\eta_1 = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad (\text{ec. 125})$$

Donde S_p se denomina la resistencia límite de la fatiga, A_t representa el área sometida al esfuerzo transversal, F_i es la precarga necesaria para el apriete, C la constante de la unión y por último la carga de la tensión externa P .

La constante de la unión (C) relaciona la constante de rigidez efectiva del perno K_b y la constante elástica o de rigidez de los elementos de unión K_m , se calculan mediante las siguientes ecuaciones respectivamente [17]:

$$K_b = \frac{A_t E}{l_t} \quad (\text{ec. 126})$$

$$K_m = \frac{0,577\pi E d}{2Ln\left(5 \frac{0,577l + 0,5d}{0,577l + 2,5d}\right)} \quad (\text{ec.127})$$

Ya que el pasador a utilizar es M8 el área sometida al esfuerzo transversal equivale a $36,6 \text{ mm}^2$, la junta atornillada aprieta una lámina de material AISI 1020 con un módulo de elasticidad (E) equivalente a 207 GPa, sustituyendo los valores en la ecuación 126 y 127 se obtiene:

$$K_b = \frac{3,6 \times 10^{-5} m^2 \cdot 207 \times 10^9 Pa \cdot}{1,5 \times 10^{-2} m}$$

$$K_b = 4,968 \times 10^8 N / m$$

$$K_m = \frac{0,577\pi \cdot 207 \times 10^9 Pa \cdot 8 \times 10^{-3} m}{2Ln \left(5 \cdot \frac{0,577 \cdot 1,5 \times 10^{-2} m + 0,5 \cdot 8 \times 10^{-3} m}{0,577 \cdot 1,5 \times 10^{-2} m + 2,5 \cdot 8 \times 10^{-3} m} \right)}$$

$$K_m = 1,8947 \times 10^9 N / m$$

Utilizando la siguiente ecuación para calcular la constante de la unión se consigue [17]:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

(ec. 128)

$$C = \frac{4,968 \times 10^8 N / m}{4,968 \times 10^8 N / m + 1,8947 \times 10^9 N / m}$$

$$C = 0,2077$$

La resistencia límite de la fatiga S_p se determina por medio de un valor aproximado utilizando la siguiente ecuación [17]:

$$S_p = 0,85 S_y$$

(ec. 129)

$$S_p = 0,85 \cdot 882 Mpa$$

$$S_p = 749,7 MPa$$

El valor de precarga para conexiones reutilizables [17]:

$$F_i = 0,75 \cdot A_i S_p$$

(ec. 130)

$$F_i = 0,75 \cdot 3,6 \times 10^{-5} m^2 \cdot 749,7 \times 10^6 Pa$$

$$F_i = 20241,9N$$

Para determinar el valor de carga al que se encuentra sometido cada perno debido al momento que ejerce el peso del motor sobre la junta atornillada. El motor pesa aproximadamente 10,5 Kg. y el centro del mismo se encuentra a 0,08m con respecto a la chapa de fijación del motor, esto provoca un momento torsor (M) equivalente a 8,2404 Nm.

El momento torsor se puede calcular relacionando las fuerzas en cada uno de los pernos y la distancia de ubicación de cada uno de ellos, como muestra la figura 4.69:

$$M = 2F_A y_A + 2F_B y_B \quad (\text{ec. 131})$$

$$\frac{F_A}{y_A} = \frac{F_B}{y_B} \quad (\text{ec. 132})$$

Despejando F_B y sustituyendo en la ecuación 115 se tiene:

$$F_B = \frac{M}{2 \left(\frac{y_B^2 + y_A^2}{y_B} \right)} \quad (\text{ec. 133})$$

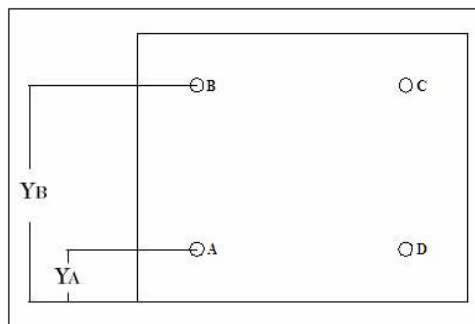


Figura 4.69 Ubicación de los pernos

$$y_B = 0,125 \times 10^{-2} m$$

$$y_A = 0,025 \times 10^{-2} m$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 117 se tiene:

$$F_B = \frac{8,2404Nm}{2 \left(\frac{0,125m^2 + 0,025m^2}{0,025} \right)}$$

$$F_B = 6,33N$$

De la ecuación 132

$$F_A = 31,65N$$

El valor de la carga de tensión externa máxima ocurre en perno A

$$P = F_A + F_i$$

(ec. 133)

$$P = 31,65N + 20241,9N$$

$$P = 20273,55N$$

Sustituyendo en la ecuación 109 se obtiene como factor de carga:

$$\eta_1 = \frac{749,7 \times 10^6 Pa \cdot 3,6 \times 10^{-5} m^2 - 20241,9N}{0,2077 \cdot 20273,55N}$$

$$\eta_1 = 1,2693$$

El factor contra la separación de la junta (η_2) se determina mediante la siguiente ecuación [17]:

$$\eta_2 = \frac{F_i}{P(1-C)}$$

(ec. 134)

$$\eta_2 = \frac{20241,9Nm}{20273,55N(1-0,2077)}$$

$$\eta_2 = 1,26$$

4.11.1.2 Análisis de resistencia del pasador. Caso dinámico.

La componente alternante del esfuerzo del perno se determina de la siguiente manera [17]:

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} \quad (\text{ec. 135})$$

$$\sigma_a = \frac{0,2077 \cdot 20273,65N}{2 \cdot 3,6 \times 10^{-5} m^2}$$

$$\sigma_a = 58,48MPa$$

Luego el esfuerzo medio que resiste el perno es igual [17]:

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} \quad (\text{ec. 136})$$

Sustituyendo los valores respectivos

$$\sigma_m = 58,48Pa + \frac{20241,9N}{3,6 \times 10^{-5} m^2}$$

$$\sigma_m = 620,75MPa$$

El factor de seguridad a la fatiga según Goodman Modificado se determina relacionando [17]:

$$\eta_F = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (\text{ec. 137})$$

La resistencia alternante S_a se calcula utilizando la siguiente expresión [17]:

$$S_a = \frac{S_{ut} - F_i/A_t}{1 + S_{ut}/S_e} \quad (\text{ec. 138})$$

Donde el límite de la fatiga S_e para un tornillo de grado 10.9 es de 162 MPa [17].

Sustituyendo los respectivos valores:

$$S_a = \frac{980 \times 10^6 \text{ Pa} - 20241,9 \text{ N} / 3,6 \times 10^{-5} \text{ m}^2}{1 + 980 \times 10^6 \text{ Pa} / 162 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$S_a = 67,76 \text{ MPa}$$

Sustituyendo el factor de fatiga en la ecuación 138:

$$\eta_F = \frac{67,76}{58,48}$$

$$\eta_F = 1,15$$

El factor de seguridad contra la fluencia se determina con la siguiente expresión [17] :

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a}$$

(ec. 139)

$$\eta = \frac{382 \text{ Mpa}}{620,75 \text{ Mpa} + 58,48 \text{ Mpa}}$$

$$\eta = 1,29$$

Queda demostrado que no falla por fluencia ni fatiga.

4.11.1.3 Análisis del esfuerzo de corte

Los pernos están sometidos a un esfuerzo de corte generado por el peso del motor.

El peso del motor es de aproximadamente de 10,5 Kg. por lo tanto la fuerza de corte (V_c) se reparte en los cuatro pernos que sujetan al motor:

$$V_c = \frac{Pesomotor}{\# pernos}$$

(ec. 140)

$$V_c = \frac{103,005N}{4}$$

$$V_c = 25,75N$$

Luego el esfuerzo de corte no debe ser mayor al admisible. Para aplicaciones industriales se utiliza un factor de seguridad igual a tres y según la ecuación 56 tenemos:

$$\tau_{admissible} = \frac{882MPa}{2 \cdot 3}$$

$$\tau_{admissible} = 147MPa$$

El esfuerzo de corte se determina mediante la siguiente expresión [17]:

$$\tau = \frac{V_c}{A_{corte}}$$

El área de corte de un perno M8 es igual a $3,28 \times 10^{-5} m^2$ [17]

$$\tau = \frac{25,75N}{3,28 \times 10^{-5} m^2}$$

$$\tau = 0,78Mpa$$

$$\tau \leq \tau_{admissible}$$

4.11.2 Cálculos de los esfuerzos y deflexiones chapa de sujeción del motor.

El siguiente cálculo evaluará el grado de deflexión y los esfuerzos en que se encuentra sometida la chapa de sujeción del motor.

Este elemento sirve de posicionamiento del motor, con ella se coloca el motor a la altura necesaria donde ocurra la correcta alineación de las poleas y la correa.

La chapa se diseña con un conjunto de correderas con el propósito:

- ◆ Tensar y destensar el motor para el momento del montaje.
- ◆ Ajustes de tensión necesarios después del uso.

La chapa de fijación se encuentra atornillada a los soportes laterales de la mesa. Debido al efecto del peso del motor se necesita verificar si el diseño de la lámina no falla.

El material utilizado es lámina de 3mm de AISI 1020 con una resistencia a la fluencia de $S_y = 210$ MPa y una resistencia última a la tracción $S_{ut} = 380$ MPa, la lámina se dobla para aumentar su rigidez y posee además el conjunto de correderas antes mencionado.

Realizando el análisis de esfuerzos y deflexiones según las condiciones descritas se obtiene lo siguiente mediante el método de elementos finitos y ayuda del asistente *Visual Nastrand 4D*:

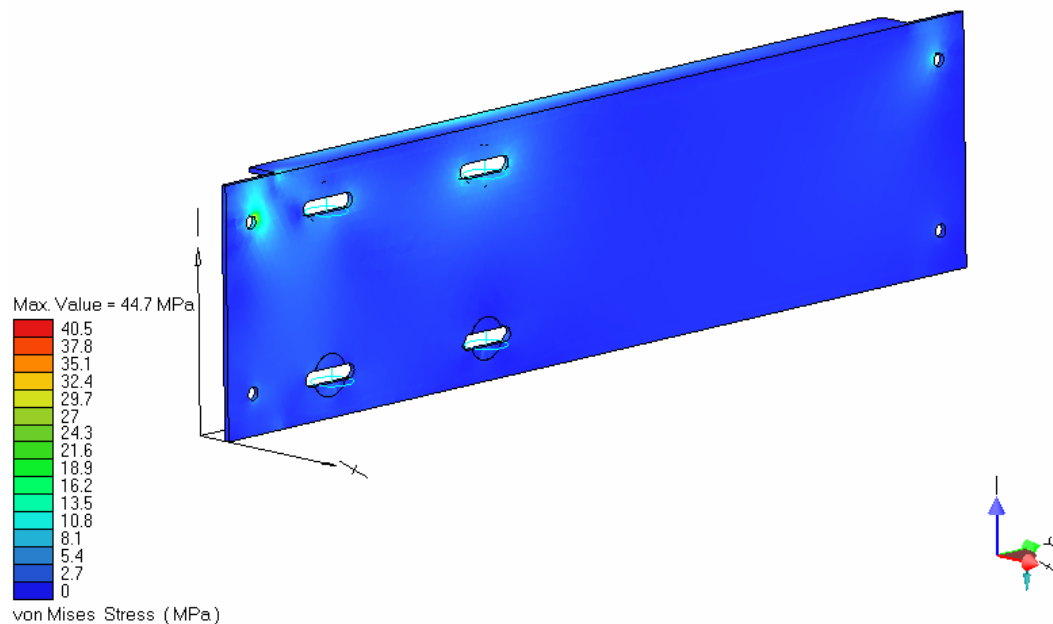


Figura 4.70 Esfuerzos obtenidos chapa de sujeción del motor, por medio de Visual Nastrand 4D.

Para verificar si hay falla por flexión, se comparará el esfuerzo obtenido $\sigma_{\max} = 44,7MPa$ con el esfuerzo admisible por flexión según la ecuación 43, el cual debe ser mayor que el obtenido. Se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales.

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{210MPa}{3} = 70MPa$$

$$\sigma_{\text{máx}} \leq \sigma_{\text{admisible}}$$

La deflexión máxima obtenida es de $Y_{\max} = 0.0479mm$

Deformations scaled by 616

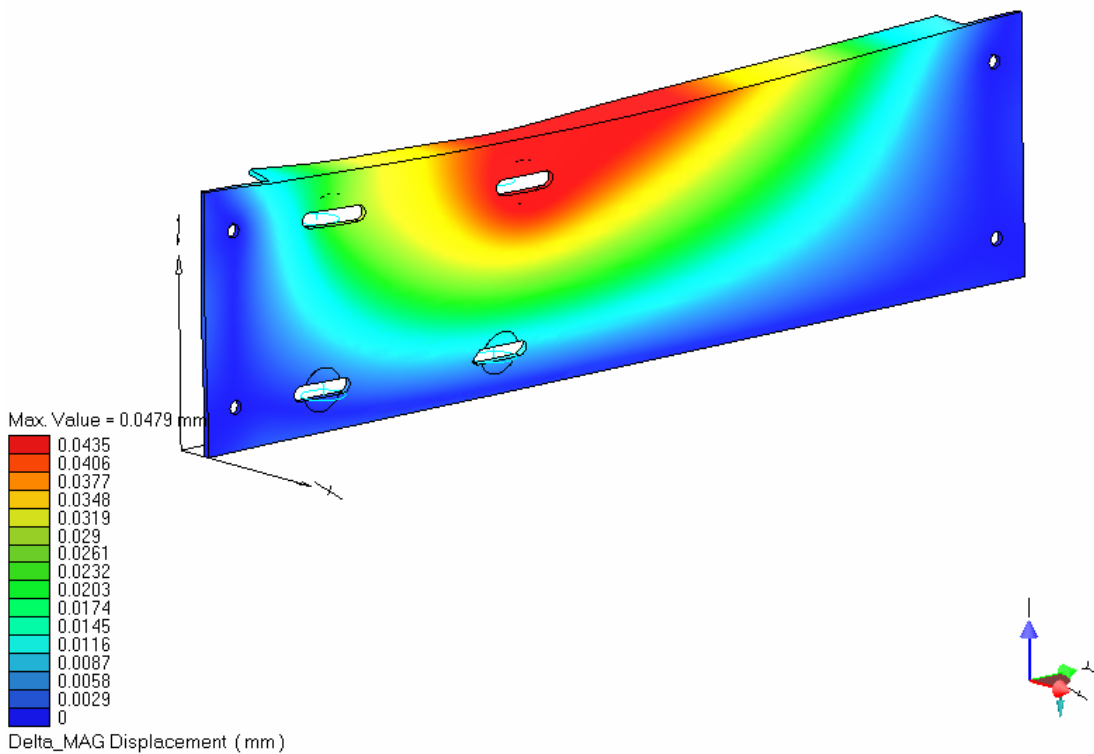


Figura 4.71 Desplazamientos obtenidos chapa de sujeción, por medio de Visual Nastrand 4D.

CAPÍTULO V **CONSTRUCCIÓN**

Una vez determinada la funcionalidad del diseño de manera teórica comienza un nuevo proceso que consiste en la construcción de un prototipo. Este es un paso muy importante, ya que en la construcción del prototipo se recogen datos en relación a los procesos de fabricación utilizados para realizar cada una de las piezas que componen la maquina, y así, evaluar y seleccionar una modalidad productiva que permita que su construcción sea óptima en cuanto a tiempo y dinero; en este proceso se siguen los lineamientos de la ingeniería concurrente donde en el proceso diseño de manufacturase trata de facilitar el proceso de fabricación simplificando el diseño del nuevo producto por medio de una reducción de los componentes que lo integran, trayendo como consecuencia aumento de fiabilidad del producto, y disminución de los costos de fabricación, su ciclo de caída, horas hombre de trabajo y del número de ingenieros de diseño involucrados entre otros. El diseño de manufactura se realiza con la colaboración de las personas que realizarán el proceso de mecanizado, selección y diseño de los componentes neumáticos, diseño y construcción del sistema de control.

Terminada la construcción del prototipo, se procede a evaluar su funcionalidad. Con esta evaluación, por lo general, se detectan y corrigen ciertas imperfecciones que no salieron en el análisis teórico. En el caso de que alguno de los sistemas que conforman la maquina no trabaje de la manera esperada, se rediseña dicho sistema y se procede a la elaboración de un segundo prototipo que incluya la nueva modificación y la adaptación de los sistemas adjuntos para asegurar que la maquina sea completamente funcional.

Muchas veces, en el proceso de construcción se toman decisiones que alteran de alguna manera el diseño original en la búsqueda de disminuir costos y de reducir el tiempo de fabricación, lo que conlleva a realizar ajustes posteriores. Sin embargo, esto no se debe interpretar como una falla en el proceso de diseño, por el contrario, ayuda a mejorar al proyecto adoptando ideas que optimizan la producción, siempre y cuando se cumpla con las especificaciones y limitaciones impuestas inicialmente.

5.1 Selección de materiales.

La selección de materiales a ser utilizados en la construcción de la mesa automática para rebobinar rollos de etiquetas y papel se realiza esencialmente en función de cuatro criterios importantes:

- ◆ Funcionalidad.
- ◆ Disponibilidad.
- ◆ Geometría inicial (Tocho).
- ◆ Costo.

En primer lugar está la funcionalidad, en donde teóricamente se evalúa la capacidad de los materiales y su resistencia ante las solicitaciones que les serán impuestas como piezas que conformaran a la maquina; el análisis respectivo se verifica en el proceso de diseño. Luego, se verifica su disponibilidad realizando una investigación en el mercado, estipulando así cuales son materiales mas comunes y fáciles de conseguir. De esta investigación también se determina la geometría disponible, es decir, la forma y las dimensiones que posee el materia en venta. Esto es muy importante, pues se debe buscar aquel que tenga la geometría mas parecida a la pieza, para que su conformado sea mas rápido y menos costoso. Muchas veces, si el material viene en presentaciones con una dimensión más grande de lo esperado, se pueden realizar varias piezas del mismo tocho. Esto dependerá del proceso productivo y de la conveniencia económica.

Lo anterior conlleva a estudiar el costo. Determinar el costo de adquirir el material no solamente implica saber su valor, sino también tener en cuenta los procesos posteriores que se deben realizar para fabricar la pieza. Probablemente, un material sea mas costoso que otro, pero su maquinado es más simple, entonces lo que pierde en su obtención se gana en la fabricación. Son cosas que se deben evaluar antes de tomar decisiones.

Para la fabricación de la mayoría de las piezas, el material seleccionado fue un acero AISI 1045. Este es un acero al carbono (0,45% C) de alta calidad, especial para la construcción de maquinaria en general, maquinarias expuestas a exigencias

medianas y partes expuestas al desgaste por fricción. Tiene buena disponibilidad en el mercado y su costo es conveniente en relación a los demás materiales encontrados. Otro material utilizado fue láminas de acero al carbono AISI 1020 en versiones de 2mm y 3mm de espesor, su baja cantidad de contenido de carbono les da la característica de una buena capacidad para darles forma, estas láminas serán dobladas y cortadas según lo amerite las características de diseño previas, con ellas se conformaran el conjunto de chapas para la estructura superior como la estructura de soporte.

Otro material utilizado es lámina de acero inoxidable 304 en versión satinada de 2mm de espesor, es un material altamente resistente a la corrosión. La característica satinada lo hace un poco más costosa pero se selecciona ya que se utiliza para realizar el tope de la mesa donde este acabado le da mejor presentación al proyecto. Para las bases de la estructura de soporte se utiliza aceros estructurales ASTM 500.

Para las construcción de las bocinas de los ejes, la pieza de sujeción para el freno de cinta y la estructura interna del sujetador de core de 3” y los rodillos guía para el sistema de corte y conteo se utilizó aluminio 6160T6, debido a sus condiciones de ligereza, su facilidad relativa para darle forma y maquinarlo y lo atractivo de su aspecto. En un principio tanto las bocinas como el sujetador del freno y rodillos guía las se consideraron fabricar a partir del mismo material utilizado para la estructura interna del sujetador de core de 3”. Debido al costo que implicaba tanto el material base como los procesos de maquinado que requerían para producir las piezas antes mencionadas, se considera el uso de fundiciones de aluminio, de esta manera el material base de trabajo se asemeja lo más posible a la geometría deseada y se reduce notablemente el costo del mismo.

Para la protección de los componentes metálicos, se comienza con el uso de un químico que neutraliza la corrosión, la herrumbre y el óxido a nivel atómico. Luego, se le aplica una capa de fondo anticorrosivo y después se pinta con pintura martillada que le da un acabado protector y presentable a la máquina.

Para la protección de las piezas maquinadas se evaluaron tres procesos de tratamiento superficial que mejoraran la resistencia a la corrosión sin alterar

considerablemente las dimensiones adoptadas. Los tratamientos evaluados fueron cromado, niquelado y el pavonado, los tres tratamientos aumentan considerablemente el costo de fabricación de la pieza en la mayoría de los casos cercano a un 100%.

5.2 Sistemas de rotación

En la sección 4.4 se hizo la descripción de los sistemas de partes que conforman la rebobinadora automática. Entre ellos encontramos dos sistemas que están muy relacionados entre sí, el sistema de rotación de la bobina maestra y el sistema de rotación acoplado al motor, debido a que mantienen en común el diseño y la geometría de 3 componentes fundamentales: los sujetadores de core, los ejes principales y las bocinas soportes de dichos ejes. Sin embargo cada uno mantiene un componente particular: el freno de cinta para el sistema de la bobina maestra y las poleas para el sistema acoplado al motor.

5.2.1 Sujetadores de core

Uno de los componentes más importantes, con mayores exigencias tanto en el diseño como en su construcción fueron los sujetadores neumáticos de core. Existen una versión para cada tamaño de core trabajado: 3 pulg., 1 pulg. y 0,75 pulg. cada uno con sus particularidades de diseño y construcción.

En general, fueron en su totalidad construidos en acero AISI 1045 con excepción de los cilindros internos de la versión de 3 pulg. y las chavetas salientes (elemento de sujeción al core) que fueron construidos en aluminio 6061T6. Al tratarse en su mayoría en piezas de concepción cilíndricas (cilindros externos e internos, base, tapa, etc.), gran parte del proceso de maquinado fue realizado en tornos convencionales. También se realizaron procesos con fresadora como es el caso de las ranuras para las chavetas salientes en los cilindros exteriores, los agujeros para el paso del aire y de colocación de los pasadores y las roscas en la base.

Como se explico en la sección 4.7.1 el sujetador de core posee una base para acoplarla al eje. Para ahorrar material y tiempo de de maquinado (y por consiguiente disminuir los costos) esta base se realiza por separado y luego es soldada al cilindro

externo de manera que conformen una sola pieza. El proceso utilizado fue del tipo soldadura de tungsteno con arco eléctrico y gas (STAEG) o como mejor es conocida, soldadura con gas inerte (TIG por sus siglas en inglés). Este tipo de soldadura produce resultados de excelente calidad, sin salpicaduras por lo que prácticamente no necesita limpieza, adecuándose perfectamente a nuestras necesidades. Para mejores resultados se realizó un biselado en la cara interna de la base relleno con un cordón continuo, el cual posteriormente fue rectificado para crear una superficie limpia donde se aloje el sello tipo o-ring entre el sujetador y el eje. Como en todo proceso de soldadura se producen deformaciones por efectos de las altas temperaturas, fue necesario dejar una holgura de material para una vez soldado y enfriado realizar una rectificación general final para asegurar la alineación de ambas piezas y evitar desequilibrios que causen vibración durante la operación, así como asegurar la medida precisa del diámetro externo donde se insertará el core. De igual forma fue necesario realizar las ranuras antes mencionadas antes de soldar, ya que de otra forma no hubiese suficiente espacio para el mandril de la fresa. Por último fue necesario poner especial atención a las superficies internas donde se alojaría el sistema de accionamiento neumático interno y la superficie del sello inferior tipo o-ring para evitar fugas de aire.

5.2.2 Ejes

Una vez estudiado las solicitudes a las cuales estarían sometidos, disponibilidad y características para el maquinado se determinó que los ejes debían hacerse de acero AISI 1045. Su fabricación se hizo en su mayor parte en torno para el cuerpo del eje, pero también fue necesario procesos de fresado para los agujeros de sujeción. Al igual que en los sujetadores de core, posee una base cilíndrica de geometría muy semejante para permitir el ensamble, la cual fue soldada al cuerpo del eje a través de un proceso tipo soldadura metálica con arco protegido (SMAP) por su alta disponibilidad, fácil operación y buena penetración; también a nuestra disposición a manos del taller. Las condiciones de holgura de material para efectuar la rectificación final también se llevó a cabo en este caso, siempre dejando de último la rectificación final, incluso con el sujetador de core acoplado, ya que estos dos

componentes van a estar girando juntos y así se asegura la alineación y concentricidad entre ambos.

El cuerpo del eje, dadas sus características geométricas, fue posible realizarlo casi en su totalidad en el torno. Un punto relevante fue el agujero interno a todo lo largo que permite el paso de aire, elemento que elevó relativamente la complejidad de fabricación. El ajuste de para los rodamientos se seleccionó del tipo deslizante (g6), la tolerancias de ajuste y el mecanizado se pueden observar en los planos. (anexo)

5.2.3 Bocinas soporte

Otro elemento común entre ambos sistemas son las bocinas soporte, las cuales fueron construidas de fundición de aluminio 303, realizada en arena verde con un modelo construido en madera dada las condiciones de baja producción y bajo costos implicados así como un corto tiempo de preparación. Posteriormente fue requerido un proceso de maquinado en torno para rectificar la muestra, eliminar material innecesario y darle las tolerancias de ajuste para los rodamientos que en ella se alojarán; la mayoría de las piezas tienen un acabado de dos triángulos menos en donde lo indiquen los planos. (ver anexo planos para acabados y tolerancias)

El modelo fue realizado en madera de una sola pieza y con un agujero central, tomándose en cuenta ciertas consideraciones. En primer lugar se hizo ligeramente agrandado para contrarrestar el efecto de la contracción, que para el caso del aluminio es uno de los más elevados alcanzando hasta un 7 % [5] y teniendo en mente las tolerancias para el maquinado final. En segundo lugar se le dio un ahusamiento con un ángulo de 4° para facilitar su remoción del molde, tanto en las caras interiores como en las exteriores, con el respectivo ajuste en las dimensiones para asegurar la disponibilidad de la geometría deseada después de rectificadas. Otros parámetros prácticos como la determinación del plano de separación, el sistema de vaciado y vertedero se dejaron a juicio del operario.

El alojamiento de los rodamientos de los ejes se hace en la parte superior e inferior, limitados por sus hombros respectivos y con tolerancia en apriete M7 para asegurar una rotación firme y sin vibraciones y solo se permita el giro de la pista interna del rodamiento.

5.2.4 Freno de cinta

El conjunto del freno de cinta esta compuesto por varias piezas: el tambor de freno, el mecanismo de tensión del cuero, las barras guías y soportes, el tornillo de ajuste y la cinta de cuero. Dada la cantidad y la variedad de las piezas se utilizaron diferentes procesos como torneados para el caso del tambor, las barras y el tornillo de ajuste, fresado para el mecanismo de tensión, agujeros de las barras, etc., el tambor con su respectivo ajuste y cálculo de la tolerancia de deslizamiento para que calce en la parte inferior del eje. De igual forma, se vuelven a utilizar el acero AISI 1045 (tambor de freno y barras principalmente) y la fundición de aluminio para el mecanismo de tensión, sin embargo en esta oportunidad se utilizó cuero y goma de poliuretano para fabricar la cinta. Esta última fue construida por dos láminas de cuero de aproximadamente 1,5mm cosidas entre si y reforzada con la lámina de poliuretano de igual forma pegada y cosida.

Las barras guías fueron construidas de acero AISI 1045 en forma de barra calibrada de 0,75 (3/4) de pulgada ya que esta era la presentación comercial que se adecuaba a nuestros requerimientos, ajustándonos a esta dimensión para evitar procesos de mecanizados innecesarios que no tienen repercusiones en su funcionalidad. Todos las piezas con acabado de dos triángulos al menos que sea indicado lo contrario en los planos.

5.2.5 Poleas

Fabricar las poleas representaba un costo muy elevado por lo que una opción mucho más económica y rápida era comprarlas a la medida adecuada. Las poleas adquiridas están construidas de acero con diámetros de paso de 3.8 pulgadas y 12 pulgadas según los cálculos pero con los diámetros internos menores a los necesarios para ensamblarlas al motor y al eje motriz respectivamente. Esta rectificación se hizo con el torno. Al rehacer los agujeros interiores fue necesario hacer de nuevo los chaveteros por medio de un proceso de escariado. A la polea de mayor diámetro fue necesario rebajar la cara superior central para permitir que la chaveta se apoyara completamente dentro del eje al entrar más en el mismo.

5.3 Estructura de soporte

La estructura soporte es la que sirve de apoyo para la estructura superior así como los componente neumáticos y la base del motor eléctrico. Consta de 7 siete partes principales las cuales son: 2 soportes laterales o patas, 3 láminas estructurales de fijación (frontal, posterior e inferior) y 2 estructuras en “C” para el soporte y fijación de la estructura superior. Para la elaboración de las patas o soportes laterales se utilizó tubos estructurales A500 de 70 mm por 25mm y para la elaboración de las láminas de fijación y estructura se trabajó una lámina de acero AISI 1020 de 2 mm de espesor de medidas 1 x 2 m. Otro material utilizado fue goma de nitrilo o neopreno .

Cada soporte lateral costa de 4 elementos, 3 forman un arco y el otro constituye un refuerzo inferior. Para la elaboración se realizan cortes a 45° que permitiesen en ensamble preciso y estable, para luego ser soldadas con un proceso tipo soldadura metálica con arco eléctrico y gas (SMAEG ó GMAW por sus siglas en inglés) o como también es conocido soldadura MIG-MAG. Al utilizarse CO₂ como gas de protección, por tratarse de aceros de bajo carbono, se convierte en un proceso con gas activo y se especifica como un proceso MAG. Este tipo de soldadura con material de aporte continuo, en este caso un alambre 0,8 mm (1/32 de pulg.), nos permite realizarlo de manera muy sencilla con excelentes resultados y un acabado limpio al no presentar escoria.

Para la elaboración de las láminas estructurales y las estructuras en “C” se llevaron a cabo numerosos procesos de corte y doblado, para posteriormente hacer los agujeros de fijación tanto con los soportes laterales como con las estructuras en “C” para fijar la estructura superior. En general se utilizaron tornillos galvanizados de 0,3125 (5/16) pulg. de diámetro por 0,75 (3/4) y 2 pulg. de largo con doble arandela y tuerca.

Otro elemento importante es la colocación de goma de nitrilo o neopreno para absorber vibraciones y evitar ruidos excesivos durante la operación de la maquina. Esta goma fue adquirida en lámina de 2 mm y se corto tiras según la forma de apoyo entre los elementos involucrados. Se instaló de esta forma entre los soportes laterales

y la lámina base, entre ésta y las estructuras en “C”, entre esta última y la lámina tope y entre la lámina base y la lámina frontal.

5.4 Estructura Superior

La estructura superior es donde realmente se lleva a cabo el proceso de rebobinado, es lo que esta a la vista del operario y conforma su área de trabajo y donde además se fijan todos los componentes principales: ejes (por medio de las bocinas soporte), barras y rodillos guías, barras de sujeción de la cinta de freno, etc. Esta conformada por dos piezas únicamente: la lámina base de 3 mm y la lámina tope de acero inoxidable. La lámina base es de acero AISI 1020 y fue adquirida en la presentación de 3mm de espesor y medidas 1 x 2 m, la lámina tope es de acero inoxidable 304 de 2 mm de espesor con acabado satinado y tenia originalmente 1,22 x 2,44 m.

Para obtener las dimensiones finales deseadas se pasó a través de muchos procesos de conformado de diferente índole, desde el cortado y doblado de láminas para obtener las geometrías iniciales pasando por procesos en fresadora para hacer los agujeros principales y guías y terminando con soldadura, taladrado y pulido para darle los detalles finales.

Lo más importante en esta etapa, fue poder asegurar la concentricidad entre los agujeros correspondientes de las dos láminas. Es decir, los agujeros en la lámina base, donde se alojan tanto los ejes como las bases de las barras de los rodillos guías, deben estar correctamente alineados con los agujeros en la lámina tope, donde llegará a nivel la base de los sujetadores de core acoplados al eje como por donde saldrán las barras de los rodillos guías. Una vez cortadas las láminas a las medidas correspondientes se llevo a cabo este proceso con ambas láminas juntas, por lo que fue necesario hacerlo antes de doblarlas. Este fue uno de los procesos más delicados ya que por un lado no podían existir deslizamientos relativos entre las láminas durante todo el proceso, por lo que fue necesario elaborar ciertos agujeros guías por donde se pasan pernos para fijar entre si ambas láminas; por el otro el diámetro de los agujeros grandes (donde se encuentran los ejes) es menor en la lamina base que en la

tope, por lo que primero se hizo este pasante y luego el mayor pero solo hasta avanzar el espesor de la lámina tope, 2mm. Sumado a esto era muy importante mantener la superficie de la lámina tope libre de golpes y marcas ya que estas disminuirían considerablemente el efecto estético deseado en el producto final. Por último se hicieron los agujeros de fijación de los demás elementos según la indicación de los planos.

Luego de terminar esta fase, se procede al doblado final y soldado de las esquinas abiertas para mejor presentación, la cual fue soldadura tipo TIG por estar disponible y presentar un excelente acabado y calidad; posteriormente estas esquinas fueron pulidas para eliminar las rayas y marcas de la soldadura. El último paso es el ensamblaje de ambas con la estructura de soporte por medio de tornillos galvanizados de 0,3125 (5/16) pulg. de diámetro por 0,75 (3/4) pulg. de largo con doble arandela y tuerca, algunas de estas últimas fijan en las caras internas de las estructuras “C” de la estructura de soporte. Para fijar cada uno de los componentes se utilizan tornillos de 0,25 (1/4) pulg. de diámetro por 1 pulg. de largo, también con doble arandela y tuerca.

Un inconveniente que se presentó fue que la lámina base no se encontraba totalmente plana desde fábrica, es decir, mostró una deformación muy relevante a simple vista antes de aplicarle carga, por lo que fue necesario una vez ensamblada agregar un refuerzo inferior con forma de ángulo recto construido con lámina de 2 mm restante, resultando ser una solución muy económica y perfectamente funcional.

5.5 Ensamblaje

Durante el desarrollo del diseño de la estructura de soporte y los demás componentes de la rebobinadora se tomó en cuenta en todo momento como sería el procedimiento de ensamblaje, que obstáculos nos podríamos encontrar y como se podrían solventarlos, que mejoras sería posible introducir, todo con la intención de obtener un diseño práctico que permitiera un sencillo ensamblaje e instalación y cambio de componentes, así como posteriormente las operaciones de mantenimiento se pudiesen realizar de manera rápida, fácil y con los menores recursos.

El primer paso para el ensamblaje de la rebobinadora es el armado de la estructura de soporte. Para ello comenzamos colocando los soportes laterales o patas en posición para luego instalar la lámina estructural inferior con sus respectivos pernos, 4 en total. Luego se incorporan las láminas frontal y posterior para terminar de darle la rigidez estipulada a la mesa, fijándolas mediante 4 tornillos cada una, como se muestra en la siguiente figura:

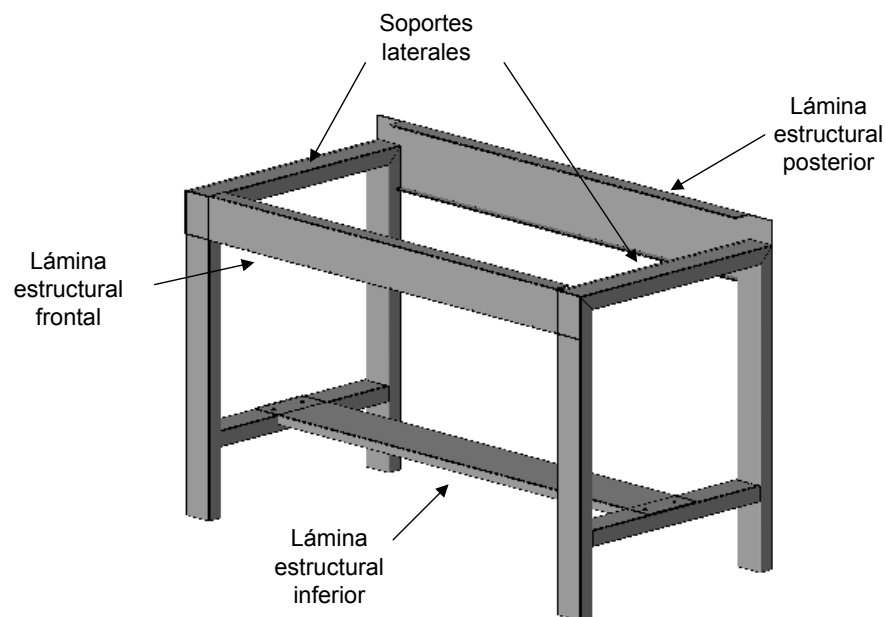


Figura 5.1 Paso 1 de ensamblaje

Seguidamente se fijan simultáneamente la lámina base y las estructuras en “C” con los soportes laterales con 3 tornillos por lado, los cuales pasan a través tanto de estos tres componentes como de las gomas aislantes mencionadas anteriormente, como se observa en la siguiente figura:

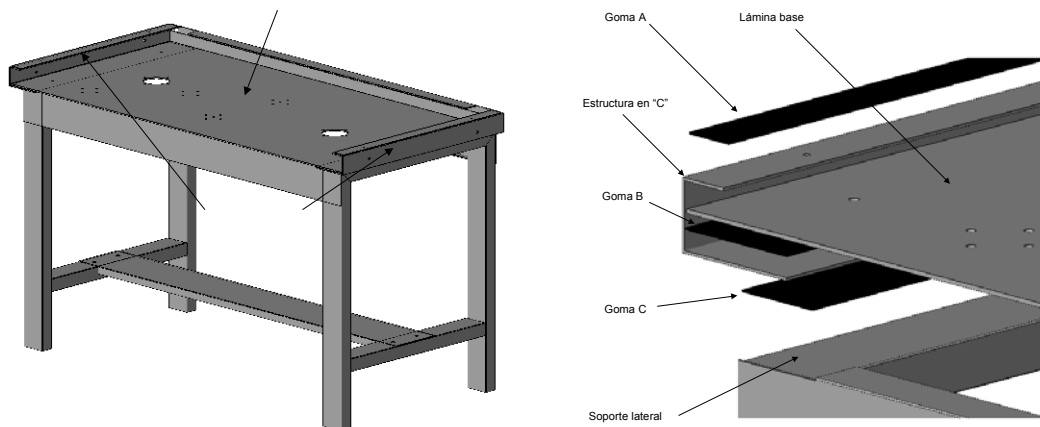


Figura 5.2 Paso 2 Lámina base y estructuras en “C”

A continuación se instalan las bases de los componentes de funcionamiento de la rebobinadora: bocinas soportes de ambos ejes, soportes y barras guías de los rodillos guías y los soportes y barras guías del sistema de freno de cinta. Todos ellos se fijan por medio de tornillos con tuercas y arandelas a través de la lámina base, como se muestra en la siguiente figura:

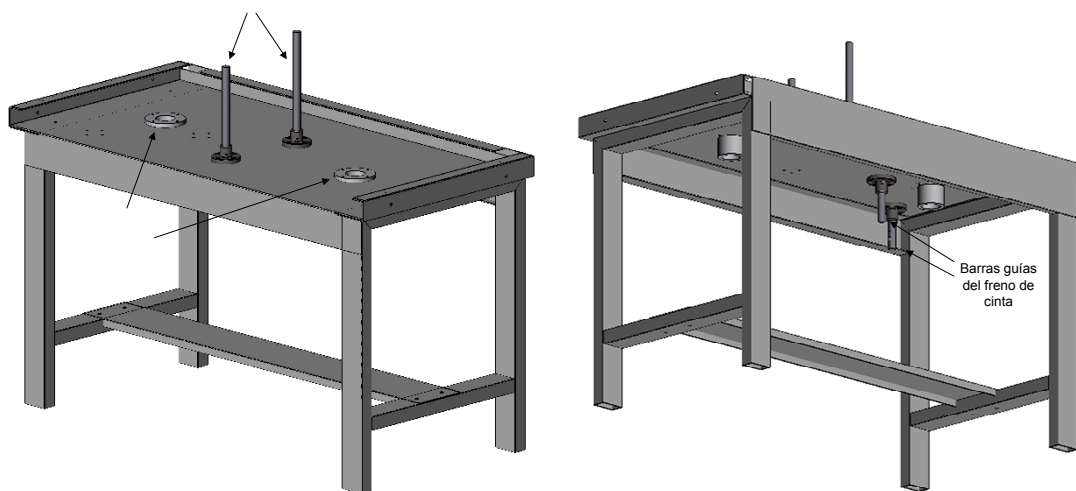


Figura 5.3 Paso 3 Bases de Componentes de funcionamiento

Una vez situados estos componentes, se procede con la instalación de la lámina tope, la cual es fijada con 6 tornillos laterales (3 por lado) mediante tuercas fijas previamente en las estructura en “C”, como vemos en la siguiente figura. Entre las estructuras en “C” y la lámina tope también se colocó una cinta de goma aislante.

Para terminar de instalar los elementos estructurales se coloca la lamina de fijación del motor con la ayuda de 4 tornillos pasantes a través de un soporte lateral.

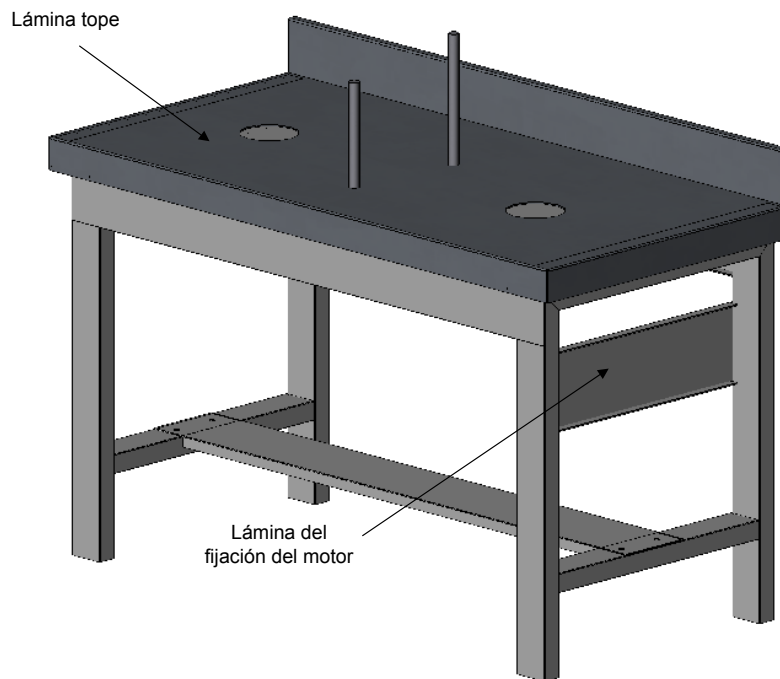


Figura 5.4 Paso 4 Lámina tope.

En este punto se ha terminado de ensamblar los elementos que nos dan la estructura para colocar los componentes de funcionamiento: ejes, rodillos guías, tambor y cinta de freno, poleas y motor. Por ello el paso siguiente es colocar todos estos componentes. Es importante destacar que es posible realizar este paso en esta etapa final porque el diseño de la estructura así lo permite, asegurando de esta manera un mantenimiento sencillo y rápido.

El sistema de rotación de la bobina maestra está compuesto por el eje como base, el cual es mantenido en su puesto por un collar de posición liso, luego se coloca la chaveta y el tambor de freno, de igual manera fijado con un collar de posición roscado, como se muestra en la figura a continuación

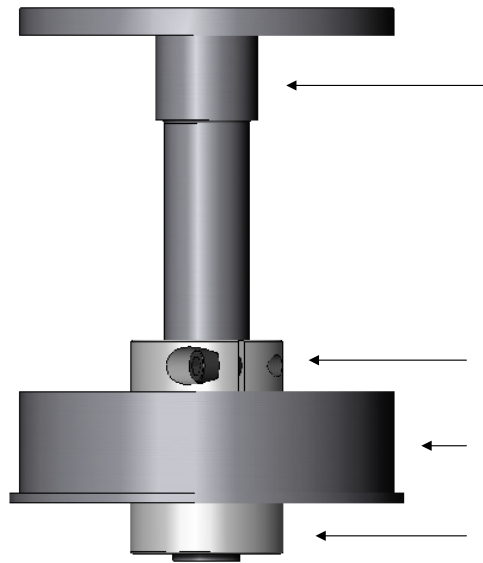


Figura 5.6 Componentes sistema de rotación bobina maestra

El sistema de rotación de acoplado al motor está compuesto de manera muy similar al anterior: el eje como base, el cual es mantenido en su puesto por un collar de posición liso, luego se coloca la chaveta y en este caso la polea de 12 pulg. de diámetro, de igual manera fijada con un collar de posición roscado, como se muestra en la figura a continuación:

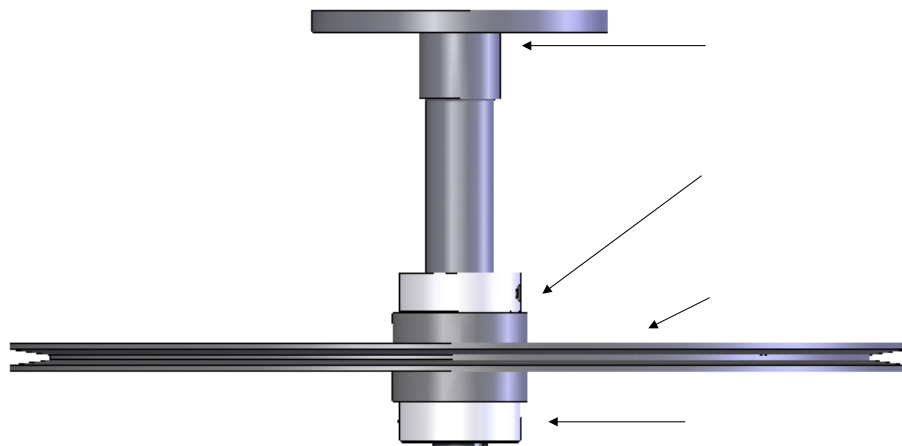


Figura 5.7 Componentes del sistema de rotación acoplado al motor

Los otros elementos como los rodillos guías, el sistema cortador y el montaje del sensor de etiquetas se realiza mediante collares de posición lisos y barras de conexión, como se muestra en las siguientes figuras:

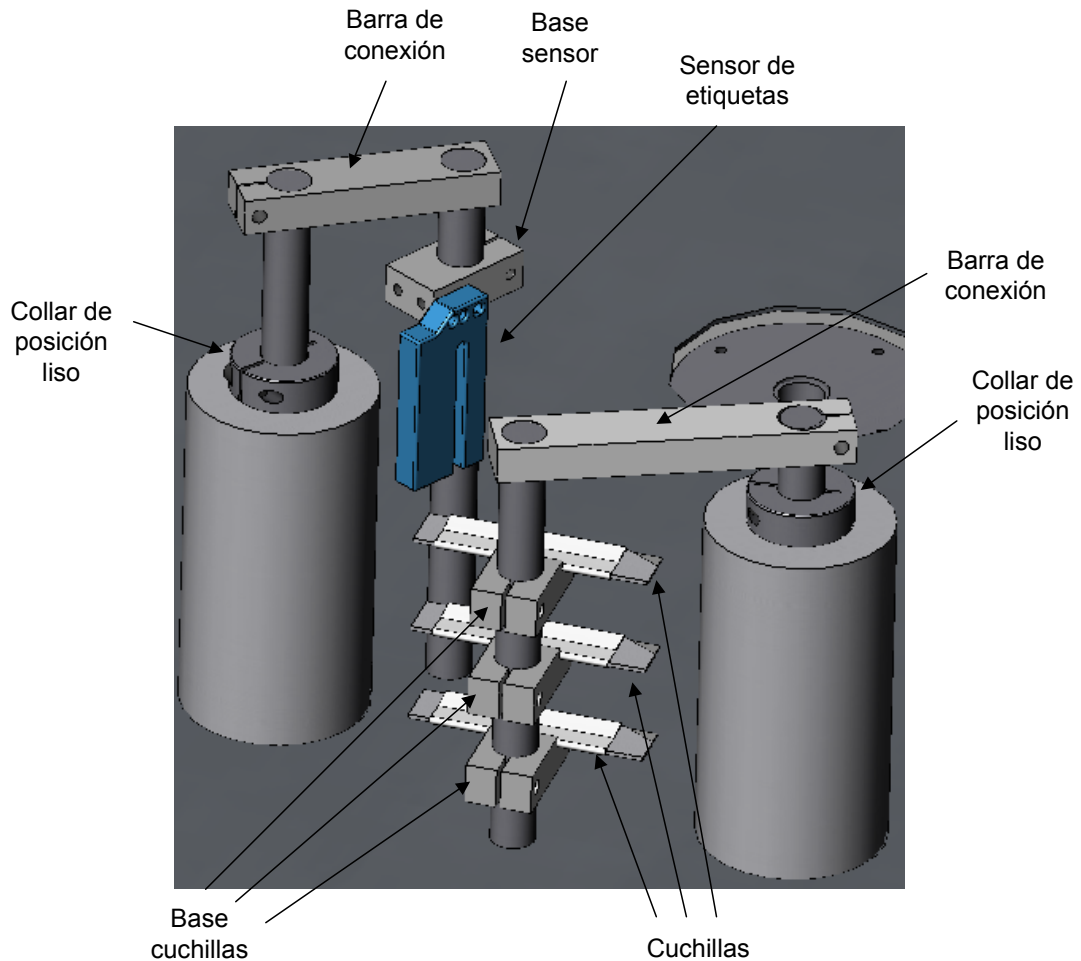


Figura 5.8 Barras de conexión y collares de posición en sistemas de corte y control

Finalmente llegamos al estado mostrado en la siguiente figura:

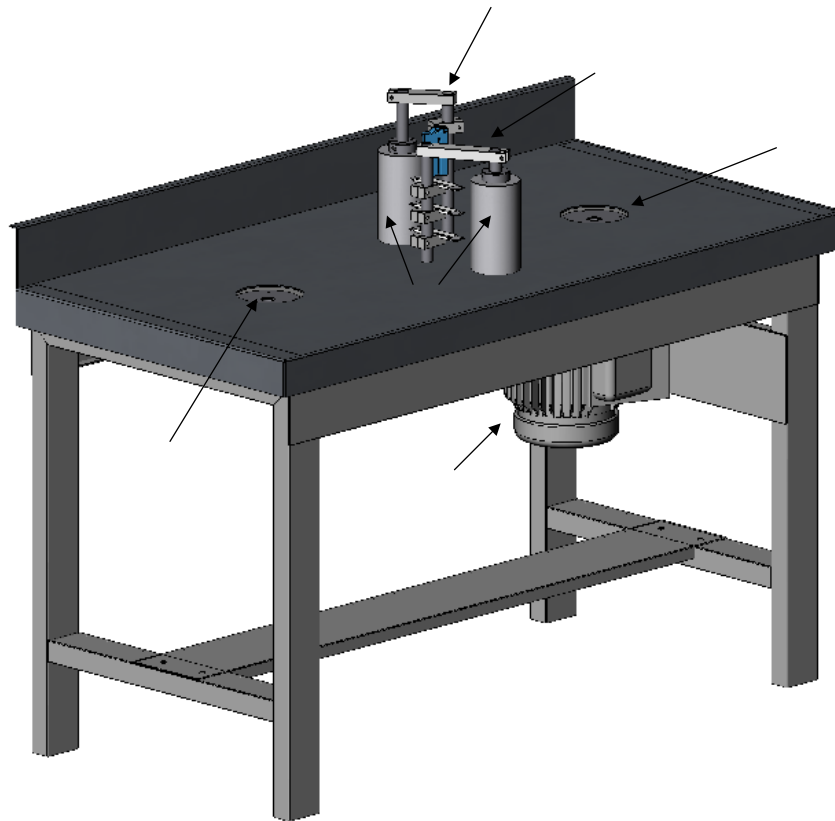


Figura 5.9 Paso 5 Componentes de funcionamiento

Por último, se instalan los componentes de control entre los cuales encontramos: el controlador lógico programable (PLC) junto con su fuente de poder, el variador de frecuencia del motor, los elementos del sistema neumático (el cual será explicado con más detalle más adelante), el potenciómetro y los botones de arranque y parada del sistema. Una vez situados estos componentes se procede a la elaboración y colocación de los cables y conexiones neumáticas necesarias para el correcto funcionamiento de la rebobinadora.

Rodillos g

Eje

Mo

5.6 Sistema neumático

La selección del sistema neumático se elabora mediante la evaluación de los distintos elementos que permitan el paso del aire desde la alimentación hacia los elementos del trabajo.

Para comprender de una manera práctica el sistema neumático se muestra el siguiente esquema:

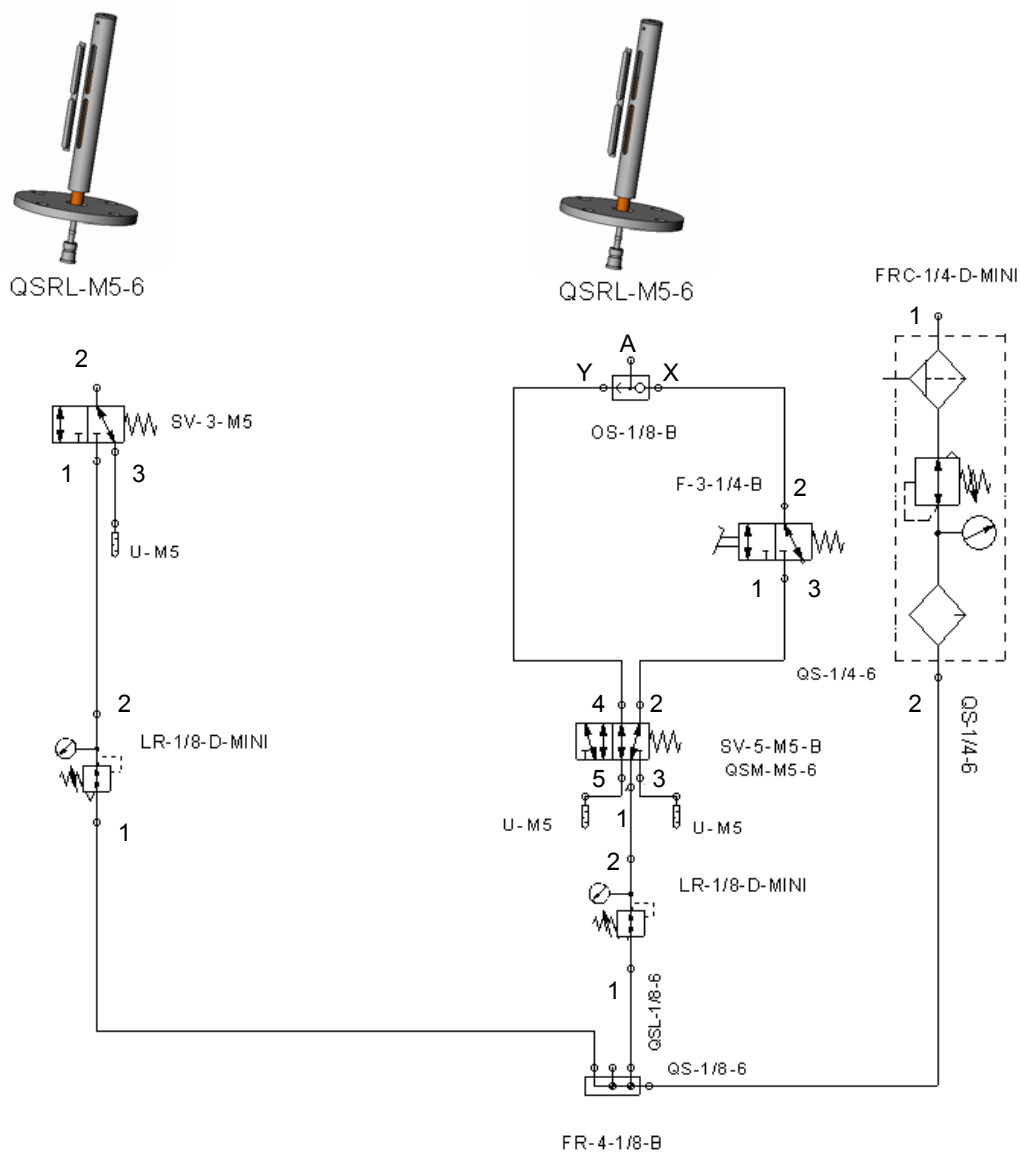


Figura 5.10 Esquema de conexiones neumáticas.

Para comprensión del esquema es necesario conocer el significado de cada una de la numeración para los conductos de trabajo [14]:

- ◆ 1 Conexión de aire comprimido.
- ◆ 2,4 Conductos de trabajo.
- ◆ 3,5 Conductos de escape.

Los elementos que conforman el sistema neumático son (ver anexo 4):

Elementos de trabajo: el trabajo lo realizan los sujetadores de core, se cuentan con dos cilindros de distintos diámetros (3”, 1” y 0,75”), uno para el rebobinado del rollo final a producir y otro para el debobinado de la bobina maestra.

Elementos de mando: los conforma una válvula de enlace O (OS-1/8-B) ella permite emitir una señal neumática proveniente ya sea de la válvula de pedal (F-3-1/4-B) o de la válvula para panel frontal (SV-5-M5-B). Una señal de salida está presente siempre que por lo menos haya una o las dos salidas activas. Al estar cerrada la válvula para panel frontal el paso de aire lo permite la válvula de pedal por medio de la entrada X de la válvula de enlace, bloqueando la entrada Y; al momento de accionarse la frontal ocurre el accionamiento inverso se bloquea la válvula de pedal dejando activo solo el canal Y. Este lógica de mando se utiliza para facilitar la fijación del core donde permanecen las manos del operario libres y una vez fijado el core en su posición se acciona la válvula frontal y se inicia el proceso de rebobinado.

Otro de los elementos de mando lo conforman los reguladores de presión (LR-1/8-D-MINI), controlan el caudal de ingreso de aire hacia los sujetadores de core.

Elementos de entrada: para ello se utilizan las dos válvulas de panel frontal la válvula de 5 vías / 2 vías de acción (SV-5-M5-B), la válvula de 3 vías / 2 vías cerrada en reposo (SV-3-M5) y la válvula de accionamiento mecánico por pedal (F-3-1/4). Realizan el corte o paso de aire hacia el sistema.

Elemento de alimentación: para el sistema de alimentación de aire se utiliza un conjunto filtro-presión-válvula de regulación-lubricador (FRC-1/4-D-MINI) que garantiza la entrada de aire completamente acondicionada para garantizar un servicio de alta calidad y de protección para todos los demás componentes que conforman el sistema neumático.

Para todas las conexiones se utilizan racores rápidos, en sus distintas versiones series rectas (QS), series en L (QSL) y una serie especial (QSRL) adaptados a los ejes principales de rotación los cuales incluyen un juego de rodamientos internos que permiten un máximo de giro de 500 r.p.m.

Todos los elementos tienen fácil mantenimiento e instalación y fueron elegidos de tal manera que exista un soporte técnico venezolano proporcionado por FESTO de Venezuela.

5.7 Sistema de Control

El sistema de control se diseña para controlar en tiempo real el proceso secuencial del rebobinado de etiquetas. Para ello se elige un procesador lógico programable marca Unitronics modelo M91-2-R1 que se encargará de recibir y procesar las señales que se requieren en el proceso.

Los eventos que serán controlados son el conteo de etiquetas y la regulación de la velocidad del motor, ambos con una lógica de programación. Para el conteo de etiquetas se utilizan dos tipos de sensores:

1. Sensor inductivo: IM12-04BPS-ZWK marca SICK, es un sensor inductivo de diámetro de rosca métrica 12 con capacidad de sensado máxima de 4mm y una frecuencia de 2000 Hz, posee la capacidad de detección de elementos metálicos y se utiliza para el control de etiquetas continuas. El inserto no metálico colocado en la parte inferior del cilindro de aluminio desactiva al sensor y logra emitir una señal que recibe y procesa el PLC; al ser recibida la señal, el PLC realiza una operación matemática que relaciona el tamaño de etiqueta (fijado previamente por el operador) con el diámetro fijo del rodillo de aluminio obteniendo el conteo de las etiquetas. (ver anexo 4).
2. Sensor de horquilla: WF5T-B4210 marca SICK, es un sensor fotoeléctrico especialmente diseñado para la detección de espaciados entre etiquetas, con una frecuencia de sensado de 10000Hz y un sistema inteligente de calibración para distintos tipos de papel. Se utiliza para el conteo de etiquetas

troqueladas, y la señal es emitida cada vez que ocurre una interrupción entre etiqueta y etiqueta. (ver anexo)

El sistema de control cuenta además con un variador de frecuencia vectorial DV4 marca Moeller para un motor de 1 HP (ver anexo 4) regulado mediante un potenciómetro marca Telemecanique de una vuelta, con él se varía la frecuencia del motor sin sacrificar el torque del mismo, esto quiere decir que el motor sin importar a que frecuencia se encuentre está en capacidad de entregar su valor de torque y potencia nominal; además el variador de frecuencia permitir realizar la secuencias de aceleración del motor al inicio del proceso como la de desaceleración al final del proceso. La aceleración se fija en 2 segundos y la rampa de frenado ocurre cuando el PLC emite una señal que indique que el conteo está cercano al valor final de etiquetas, fijado previamente por el operador, al inicio del proceso.

Para comprender la secuencia del proceso se muestra el siguiente diagrama de flujo, en él se incluyen las variables que manipula el operario y el funcionamiento lógico o narrativa técnica del proceso:

PROYECTO DE REBOBINADO DE ETIQUETAS

VARIABLES:

- #E numero de etiquetas en el rollo final.
- CE columnas en el ancho del Web de papel.
- LE longitud de etiqueta.
- I impulsos necesarios para cubrir el numero de etiquetas por rollo.

- EA valor actual de conteo que se va a reflejar pantalla.
- CI es el valor de un contador interno que refleja el numero de veces que fue activado el sensor.

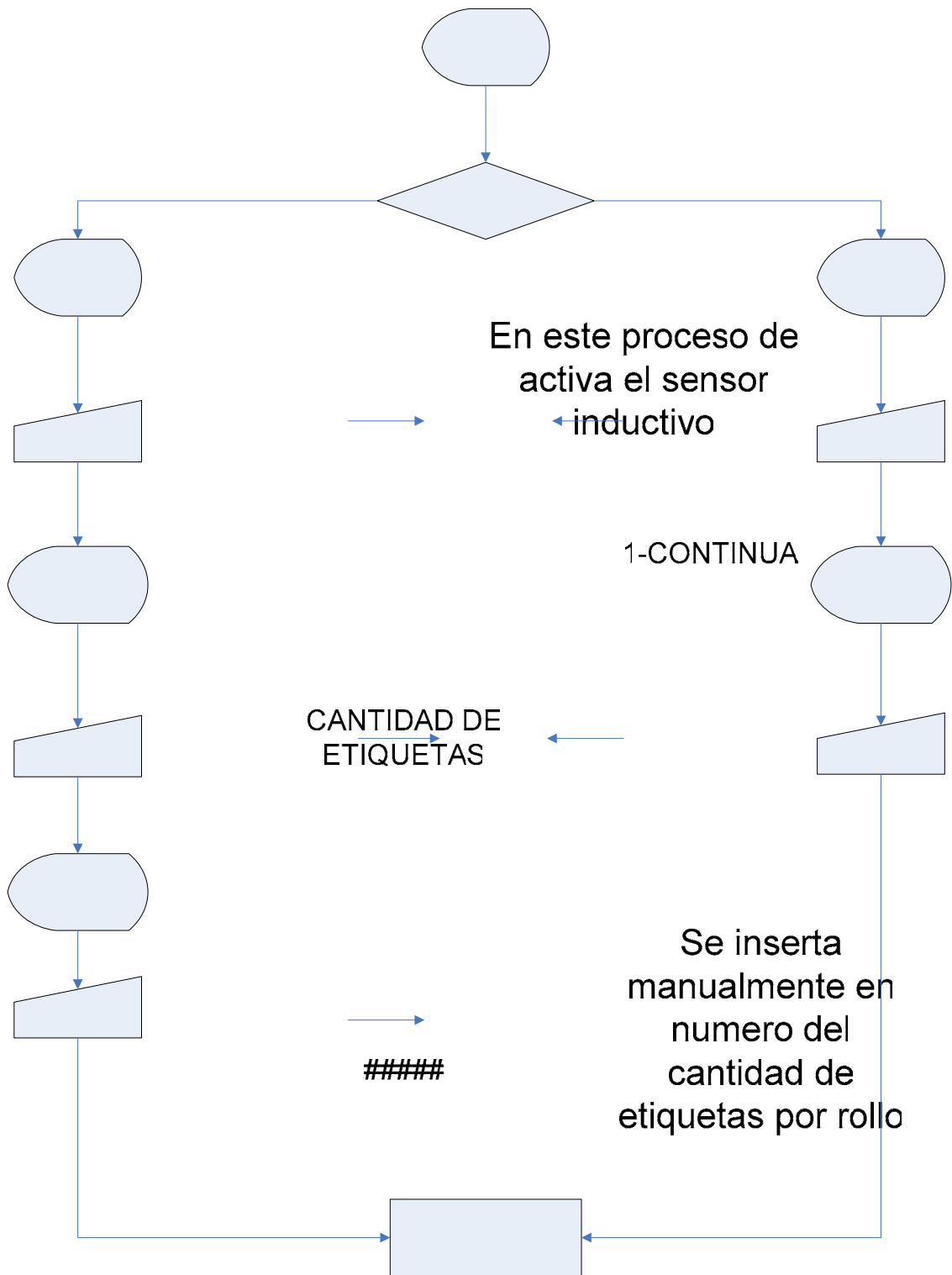


Figura 5.11 Secuencia inicial del rebobinado.
COLUMNAS DE ETIQUETAS

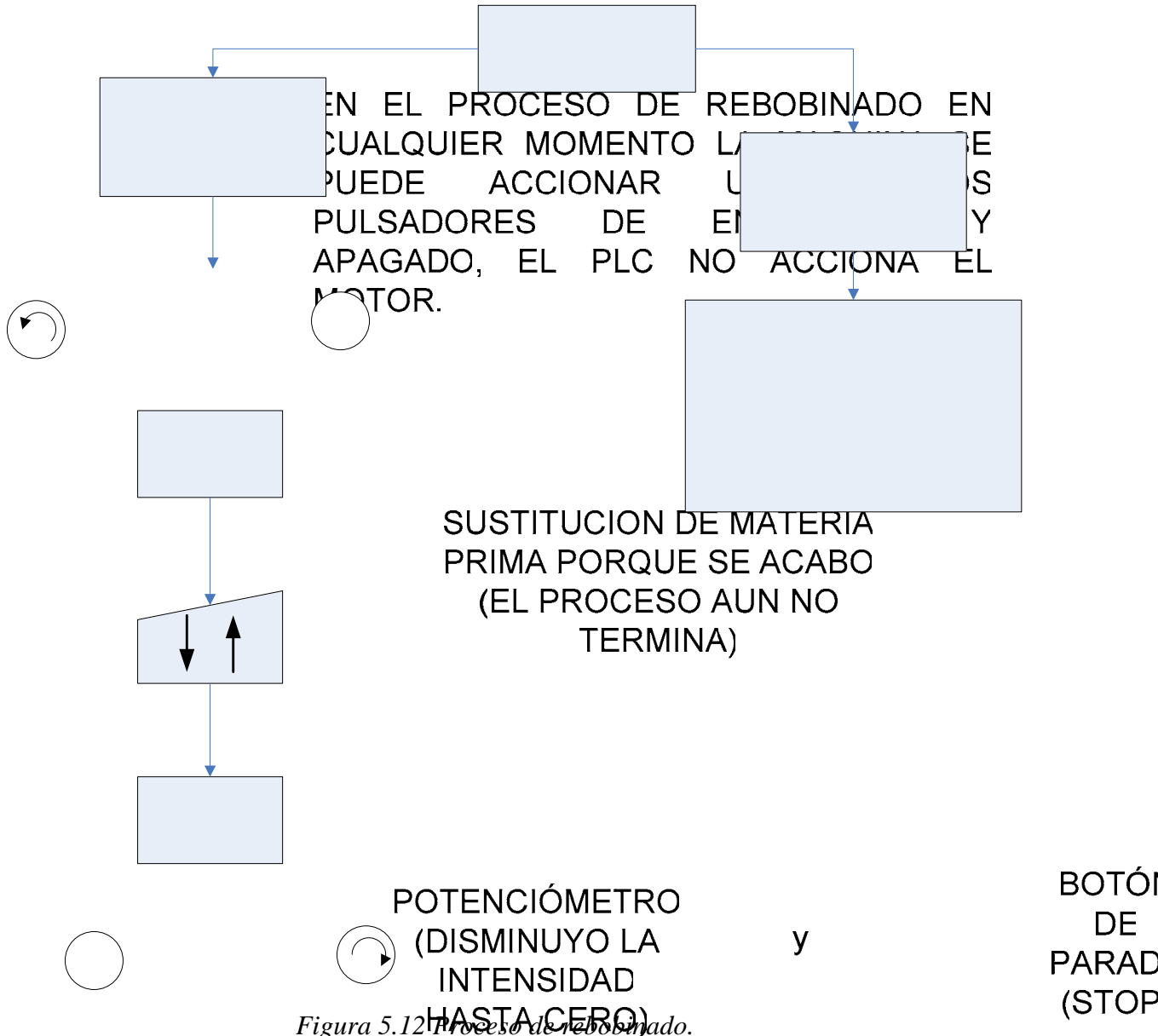


Figura 5.12 Proceso de rebobinado.

Una vez introducido todos los parámetros el proceso ocurre automáticamente. Esto permite que el operario acciona la máquina, gradúa la tensión del papel y el proceso se lleva a cabo, la máquina se detiene generando el rollo de papel con el valor fijado previo a la operación de inicio. SE DETIENE EL MOVIMIENTO DEL PAPER SIN QUE EL PAPER NO SE ALTERE EL CONTEO (INDUCTIVO O DE HORQUILLA)



CAPÍTULO VI **MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO**

6.1 Descripción general

El equipo es una máquina rebobinadora automática de rollos de papel y etiquetas con capacidad de conteo preciso de longitud y etiquetas, ya sean continuas o discontinuas, y con capacidad para realizar corte longitudinal entre columnas sin interferir en el proceso de rebobinado. Cuenta además con un sistema de regulación de velocidad de rebobinado así como un mecanismo de regulación de la tensión. Todo puede ser perfectamente manejado por un solo operador.

El control y conteo se realiza mediante un sensor fotoeléctrico de horquilla y un sensor inductivo conectados a un Controlador Lógico Programable (PLC) que posee una interfaz grafica y un teclado para la comunicación con el operador, el cual estará encargado únicamente de introducir los parámetros iniciales y la tensión requerida, ya que el control de velocidad al momento de aproximación al conteo deseado y la parada final lo realiza el controlador de forma automática.

6.1.1 Especificaciones básicas

A continuación se detallan las especificaciones básicas de operación:

- ◆ El rebobinado se puede realizarse en cores de 3 diámetros diferentes: 76,2 mm (3 pulg.), 25,4 mm (1 pulg.) y 19,05 mm (0,75 pulg.).
- ◆ La bobina maestra puede tener un diámetro máximo de 457,2 mm (18 pulg.) y el rebobinado puede llevarse hasta un diámetro máximo de 203,2 mm (8 pulg.).
- ◆ La velocidad de operación puede regularse en cualquier punto en un rango que va de 0 a 300 r.p.m. para el eje motriz.
- ◆ La línea de papel (ancho del rollo) debe ser de máximo 114,3 mm (4,5 pulg.) y puede ser cortado longitudinalmente hasta en 4 columnas independientes.
- ◆ La tensión de papel es ajustable, siempre manteniéndola en el rango recomendado.

- ◆ Requiere 1 operador

6.2 Instalación

6.2.1 Dimensiones y peso

La máquina posee las siguientes dimensiones:

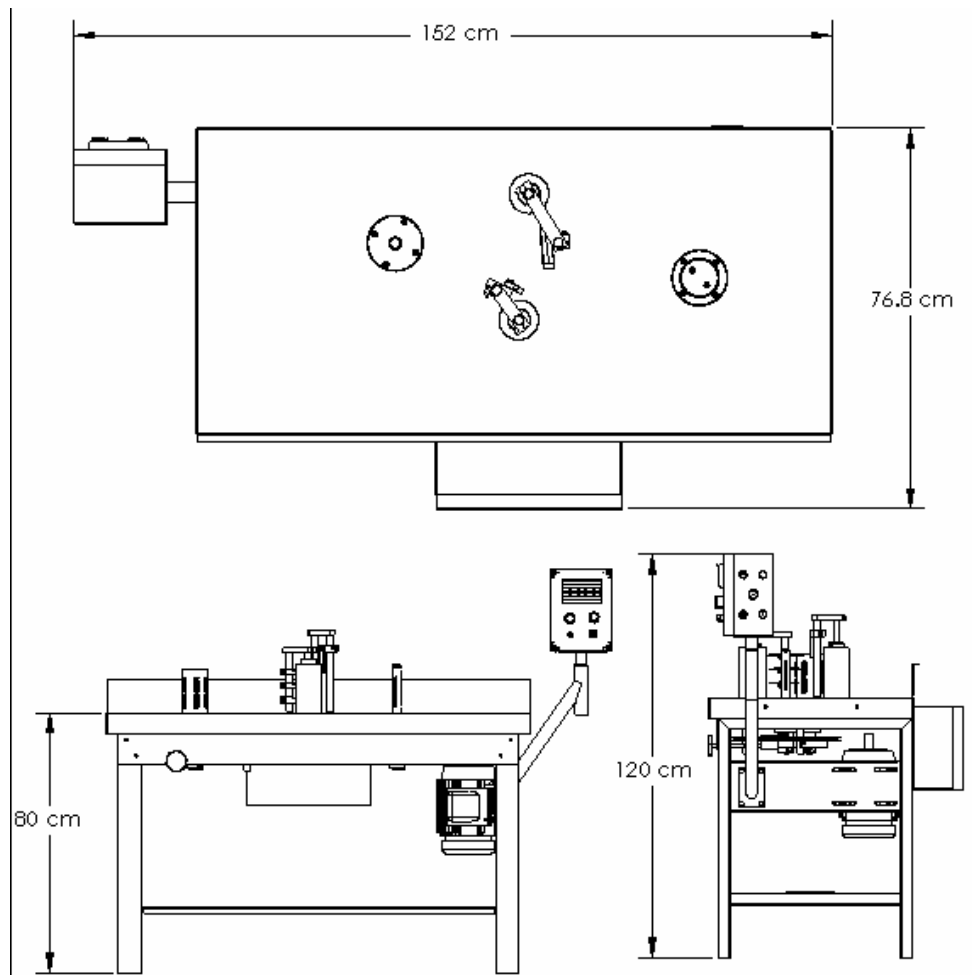


Figura 6.1 Dimensiones generales

La máquina posee un peso aproximado de 95 kg.

6.2.2 Montaje inicial y conexiones

El lugar donde operará la rebobinadora debe ser lo suficientemente espacioso como para albergar la estructura de la máquina con las dimensiones antes

mencionadas como su operador en la parte frontal. De igual manera el piso debe ser lo bastante firme y nivelado para evitar vibraciones excesivas.

Todo el sistema eléctrico necesita ser alimentado a través de una única fuente de corriente alterna trifásica de 220 V a 60 Hz. La máquina esta provista de un cable de conexión con el conector adecuado.

El sistema neumático requiere una alimentación de aire comprimido con una presión mínima de 50 psi (350 kPa ó 3,5 bar) y una conexión de entrada de rosca R1/4 pulg. La máquina posee una unidad de mantenimiento, por donde se realiza la entrada de aire, con filtro de humedad, lubricación y regulación de presión, la cual debe ajustarse para un máximo de 80 psi (550 kPa ó 5,5 bar).

6.3 Operación

6.3.1 Montaje de Sujetador de Core.

El sujetador de core neumático tiene la ventaja de ser accionado simplemente con el accionamiento de la válvula de control.

Pasos para el cambio de sujetadores de core neumáticos:

1. Asegurarse de cortar el paso de aire y que la máquina esté en parada.
2. Aflojar los cuatro tornillos y retirar el sujetador de core de la mesa de rebobinado. (ver figura 6.2)
3. Colocar el sujetador de core deseado en el agujero guía del eje principal, verificar la linealidad de los agujeros de la base del sujetador de core y la base de sujeción.
4. Colocar e instalar los cuatro tornillos de fijación.
5. Verificar el funcionamiento del sujetador de core activando y desactivando la válvula de accionamiento.

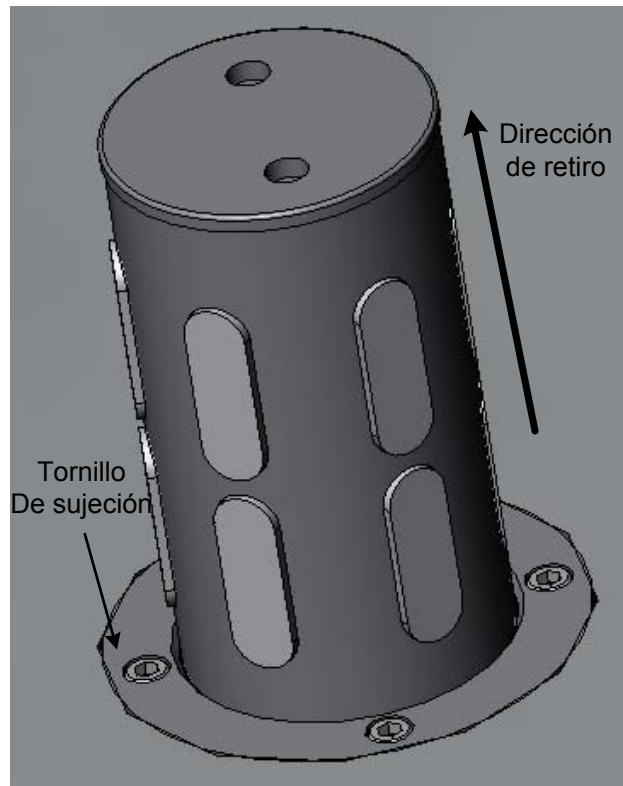


Figura 6.2 Ubicación tornillos de sujeción.

6.3.2 Montaje de cuchillas.

El sistema de corte utilizado para la rebobinadora se muestra a continuación (ver figura 6.3). El sistema puede montarse y desmontarse fácilmente si la operación de corte no es necesaria.

1. Asegurarse de retractar las hojillas dentro del canal para evitar lesiones personales.
2. Insertar en la barra guía el número de cuchillas requeridas para el corte. (existe la disponibilidad de realizar tres cortes).
3. Posicionar pieza de fijación en la barra del cilindro guía más cercana a la parte frontal de la máquina.
4. Verificar que quede a tope la pieza de fijación con la barra y apretar el tornillo de sujeción ubicado en uno de los lados de la pieza de fijación.
5. Posicionar el porta cuchillas en los espaciados donde se desea el corte.
6. Apretar en uno de los lados del porta cuchillas el tornillo de fijación.

7. Sacar las cuchillas previamente retractadas y realizar un corte en la línea del papel.
8. Si es necesario rotar la pieza de fijación para aumentar la penetración de corte.
9. Si el sistema de corte no está en uso y no desea ser retirado, verificar que la cuchillas estén retractadas.
10. Para el reemplazo de las hojillas de corte retirar el porta hojillas del sujetador de cuchillas y realizar la sustitución.

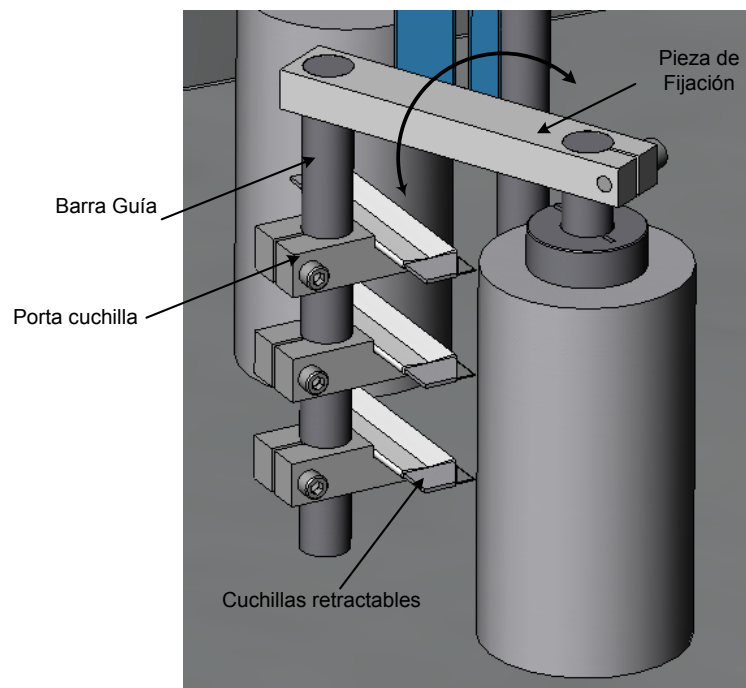


Figura 6.3 Partes cuchillas.

6.3.3 Montaje y calibración del sensor.

6.3.3.1 Montaje

1. La mesa posee un sistema de fijación del sensor en una barra en el cilindro guía dispuesto en la parte posterior de la máquina.
2. Aflojar en un lado de la pieza de sujeción del sensor el tornillo de graduación de altura.
3. Graduar la altura del sensor de manera que dentro de la horquilla se encuentre una etiqueta.

4. Ajustar el tornillo de graduación de altura.

6.3.3.2 Calibración

El sensor de horquilla fotoeléctrico trabaja con una unidad de emisión y recepción. Es empleado para la detección óptica, sin contacto, de objetos y marcas. Posee un sistema inteligente “Tech in” (almacenamiento permanente: el umbral de activación se conserva en caso de un fallo de corriente y de un arranque de la producción) para realización de ajuste de sensibilidad de detección.



Figura 6.4 Botón Tech-in

El siguiente procedimiento se realiza cuando se percibe una falla en la activación del sensor (Nota: verificar la sensibilidad cada vez que se trabaje con un nuevo material):

1. Observar el LED ubicado en uno de los lados del sensor, junto al botón de auto-ajuste, sin presencia de papel el LED verde se ilumina; si los LEDs verde y rojo están encendidos el sensor se encuentra bloqueado. Si se encuentra bloqueado presionar y mantener el botón de auto-ajuste durante 6 segundos para desbloquear.
2. Colocar una tira de la línea de papel sin etiqueta.
3. Mientras observa el LED oprima el botón de auto-ajuste hasta que los LEDs verde y rojo se iluminen e inmediatamente deje de presionar el botón de auto-ajuste. El LED rojo comienza a parpadear indicando que está en proceso de



reconocer el nivel de transparencia de papel, cuando termina el reconocimiento se apaga el LED rojo y se ilumina el verde.

4. Simular el paso de etiquetas por el sensor y verificar que el LED verde se ilumina cada vez que pasa una etiqueta.

Existen casos donde el contraste entre el papel de etiqueta y el fondo (liner) son muy semejantes y para ello el ajuste anterior es insuficiente por ello se realiza un ajuste mas preciso.

1. Se mantiene el mismo procedimiento sin embargo en el numeral cuatro, en vez de oprimir el botón de auto-ajuste hasta que ambos LEDs se iluminen, pulsar una vez el botón de auto-ajuste. Al encender el LED rojo soltar y con una pause de un segundo volver a oprimir, el LED rojo comienza a parpadear indicando que está en proceso de reconocer el nivel de transparencia de papel, cuando termina el reconocimiento se apaga el LED rojo y se ilumina el verde.
2. Si los LEDs amarillo y rojo parpadean simultáneamente, el material de soporte no es lo suficientemente transparente, o bien hay un cortocircuito en la línea de conexión.

6.3.4 Montaje de bobinas y cores.

Existen dos montajes de bobinas, el eje de debobinado y el eje de rebobinado.

6.3.4.1 Eje debobinador

1. Verificar que no haya paso de aire.
2. Realizar el montaje del sujetador de core del diámetro correspondiente.
3. Montar la Bobina.
4. Accionar la válvula de paso de aire.
5. Regular que paso del aire no excede de 40 psi.

6.3.4.2 Eje rebobinador

1. Repetir los pasos del 1-3 del inciso anterior.
2. Colocar la línea de papel siguiendo el siguiente esquema.

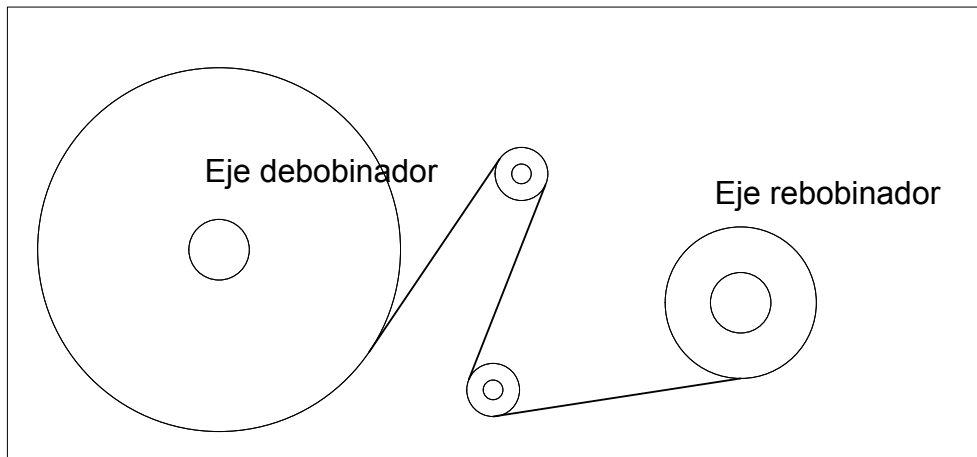


Figura 6.5 esquema de recorrido.

3. Una vez completado el recorrido del papel, fijar la línea de papel al core colocado en el eje rebobinador.
4. Manteniendo la válvula del eje rebobinador apagada, permitir el paso de aire accionando la válvula de pedal.
5. Una vez fijada la posición del core accionar la válvula de panel del eje rebobinador.
6. Regular que el paso de aire no exceda de 40 psi.

PRECAUCIÓN: el paso de aire excesivo en los sujetadores de core disminuye el período de vida del mecanismo interno. Para sujetadores de core de dimensiones pequeñas se requiere menos paso de aire.

6.3.5 Montaje unidad de mantenimiento neumático

1. Tener en cuenta el sentido de dirección del flujo.
3. Llenar el vaso con aceite FESTO. (ver inciso 6.4.1 mantenimiento).
4. Aplicar aire lentamente en todo el sistema.
5. Girar el tornillo de regulación en la campana de goteo hasta obtener la cantidad de aceite deseada. Girándolo hacia la izquierda aumenta la cantidad

de gotas, girándolo hacia la derecha disminuye la cantidad. La cantidad de aceite depende mucho de la instalación.

Valor de referencia:

Aprox. 1 gota de aceite/ 1000 l/min de aire: **lubricación ligera**.

Aprox. 12 gota de aceite/ 1000 l/min de aire: **lubricación intensa**.

NOTA: se recomienda una lubricación ligera

2. Comprobar si el taladro de evacuación de aire más lejano recibe una niebla de aceite. El ajuste correcto del lubricador se comprueba por una ligera coloración de una hoja de papel blanco situado frente a una salida de aire lubricado.

6.3.6 Proceso de rebobinado

El proceso completo de rebobinado puede realizarse de dos formas: automática y manual. El rebobinado puede hacerse de manera automática en la mayoría de los casos, a excepción del caso donde se termine el papel en la bobina maestra y sea necesario hacer un empate. Al encender la rebobinadora en el interruptor principal se energiza el sistema el panel de control, el cual esta compuesto por el PLC que incluye la pantalla y el tablero, un botón de encendido, un botón de apagado y parada de emergencia, un potenciómetro (regulador de velocidad analógico) y un selector automático o manual.

6.3.6.1 Proceso automático

1. Encender la rebobinadora en el interruptor principal. En este punto se energiza el panel de control y se muestra la pantalla de bienvenida (ver figura 6.6).



Figura 6.6 Pantalla de bienvenida

- Colocar el selector en la posición automática (ver figura 6.7).

Auto Manual

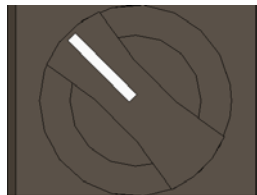


Figura 6.7 Selector en la posición automática

- Pulsar la tecla ENTER para pasar a la siguiente pantalla, en la cual se selecciona el tipo de etiqueta pulsando 1 para etiquetas continuas o 2 para etiquetas discontinuas (ver figura 6.8).



Figura 6.8 Selección tipo de etiqueta

4. Introducir la cantidad de etiquetas a rebobinar (de 1 a 99999): pulsar la tecla AVANCE, digitar el número, pulsar ENTER para continuar. Si se repite el valor del último proceso pulsar directamente ENTER (ver figura 6.9)



Figura 6.9 Cantidad de etiquetas

5. Introducir la cantidad de columnas de etiquetas (de 1 a 99): pulsar la tecla AVANCE, digitar el número, pulsar ENTER para continuar. Si se repite el valor del último proceso pulsar directamente ENTER (ver figura 6.10)



Figura 6.10 Cantidad de columnas de etiquetas

6. Únicamente para rebobinado de etiquetas continuas, introducir la longitud de la etiqueta incluyendo el espaciado en milímetros (de 1 a 9999): pulsar la tecla AVANCE, digitar el número, pulsar ENTER para continuar. Si se repite el valor del último proceso pulsar directamente ENTER (ver figura 6.11)



Figura 6.11 Longitud total de etiqueta

7. Una vez completados los parámetros de rebobinado, la pantalla siguiente le indica al operador que debe pulsar el botón de para comenzar el rebobinado o el de parada para detenerlo (ver figura 6.12)



Figura 6.12 Arranque o parada del proceso

8. Pulsar el botón de arranque y aumentar la velocidad ligeramente hasta alcanzar la velocidad de ralenti girando el potenciómetro. La pantalla muestra la cantidad de etiquetas a rebobinar y la cantidad de etiquetas rebobinadas para ese instante (ver figura 6.13).



Figura 6.13 Desarrollo del conteo de etiquetas

9. Fijar la tensión del papel girando la perilla del mecanismo de ajuste en sentido horario. De igual forma se pueden realizar ajustes menores de tensión en cualquier punto del desarrollo del proceso de rebobinado.

10. Aumentar la velocidad de giro con el potenciómetro hasta alcanzar la velocidad máxima o deseada. De igual forma se pueden realizar ajustes de velocidad en cualquier punto del desarrollo del proceso de rebobinado.
11. Al acercarse al conteo final especificado, automáticamente se reducirá la velocidad en varias etapas hasta detenerse completamente en el conteo final, completando así el proceso de rebobinado

6.3.6.2 Proceso manual

El proceso manual se lleva a cabo cuando sea necesario cambiar la bobina maestra durante el proceso de rebobinado, siguiendo los pasos a continuación:

1. Encender la rebobinadora en el interruptor principal. En este punto se energiza el panel de control y se muestra la pantalla de bienvenida (ver figura 6.6).
2. Colocar el selector en la posición manual (ver figura 6.14).

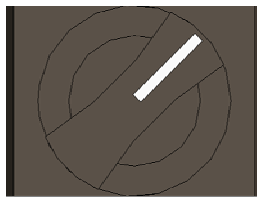


Figura 6.14 Selector en la posición manual

3. Fijar los parámetros de rebobinado como se explica en los puntos del 3 al 10 de la sección 6.3.6.2.
4. Al acercarse al final de la bobina maestra, disminuir la velocidad progresivamente con el potenciómetro (es necesario hacerlo manualmente, no se realiza automáticamente) hasta detenerse completamente en el punto final del papel.
5. Pulsar el botón de parada para no alterar el conteo. En caso de ocurrir esto, con la tecla ARRIBA y la tecla ABAJO modificar el valor actual del conteo hasta llevarlo al valor correcto.
6. Cortar la línea de papel, sustituir la bobina maestra terminada, colocar la nueva y realizar el empate necesario.

7. Pulsar el botón de arranque, aumentar la velocidad con el potenciómetro hasta alcanzar la velocidad de funcionamiento deseada.
8. Al acercarse al valor final de conteo disminuir la velocidad y detenerse en el valor exacto, realizar parado de máquina.

6.3.6.3 Proceso Opcional (rebobinado por longitud)

Cuando se quiere rebobinar por longitud, se sigue el procedimiento para rebobinado de etiquetas continuas (automático o manual) introduciendo como longitud de etiqueta el valor 1000 mm para contar en metros o 10mm para contar en centímetros.

6.4 Mantenimiento

6.4.1 Correa de transmisión de potencia

La correa de transmisión tiene las siguientes especificaciones:

- ◆ **Tipo trapezoidal perfil A**
- ◆ **Longitud estándar 50 pulg.**

El tiempo de vida útil de la correa depende directamente de la tensión a la cual es instalada la correa, una tensión muy elevada o muy pobre acortarán drásticamente los intervalos de reposición de la misma. La tensión adecuada a la cual debe colocarse depende del fabricante, por lo que se recomienda revisar dicha especificación. Sin embargo, una buena aproximación puede lograrse si al aplicar presión en la zona central de uno de los lados, este alcanza a desplazarse entre ambos sentidos un máximo de 10 a 15 mm, como se muestra en la figura 6.15:

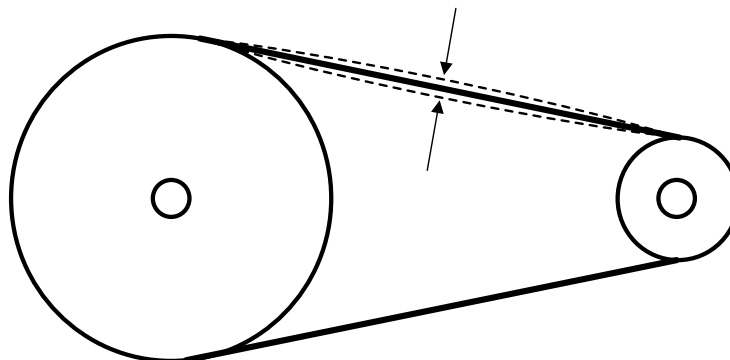


Figura 6.15 Deflexión máxima de la correa de transmisión

6.4.1.1 Procedimiento de ajuste de tensión de la correa

Durante las primeras horas de operación, la correa tiende a sufrir pequeñas elongaciones que pueden disminuir la tensión de instalación. Sin embargo, también pueden ocurrir pérdidas o aumentos de tensión después de la etapa de adaptación de la correa por lo que se recomienda revisar periódicamente que esta sea la adecuada. Para reajustar la tensión se sigue el procedimiento a continuación:

1. Verificar que la máquina este apagada y desconectada de la fuente de electricidad y aire comprimido.
2. Verificar que no exista presión de aire en el sistema neumático.
3. Aflojar (sin retirar completamente) los 4 tornillos de sujeción del motor (ver figura 6.16).
4. Desplazar el motor horizontalmente según sea necesario.
5. Mantener el motor en la posición deseada y apretar los 4 tornillos mencionados anteriormente.

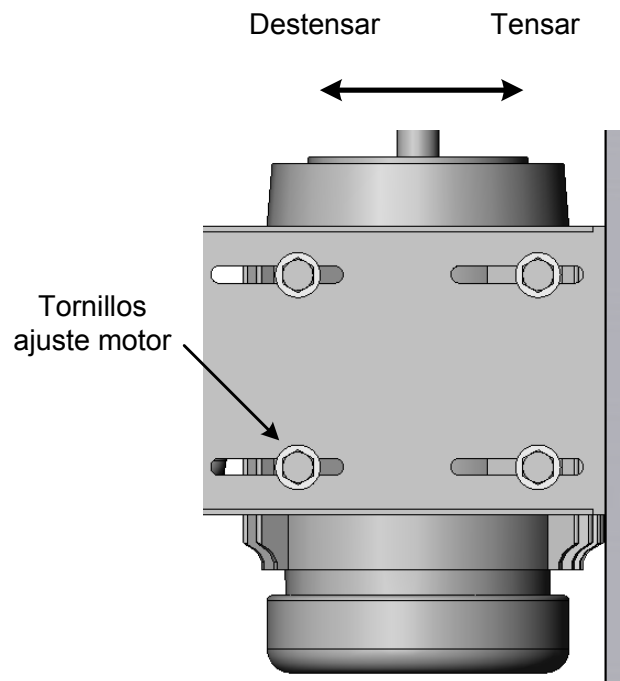


Figura 6.16 Tornillos de sujeción del moto, dirección tensión

6.4.1.2 Procedimiento de cambio de la correa.

Si al inspeccionar la correa esta presenta resequedad, agrietamiento, deterioro severo o produce un fuerte ruido agudo durante su operación, es necesario sustituirla por una nueva. Para ello se sigue el procedimiento a continuación:

1. Verificar que la máquina este apagada y desconectada de la fuente de electricidad y aire comprimido.
2. Verificar que no exista presión de aire en el sistema neumático.
3. Aflojar (sin retirar completamente) los 4 tornillos de sujeción del motor (ver figura 6.16).
4. Desplazar el motor hacia el frente de la máquina hasta aflojar totalmente la correa.
5. Quitar la correa vieja y posicionar la nueva.
6. Mantener la correa en posición y desplazar el motor hacia la parte posterior para preajustar la correa.
7. Realizar el ajuste final adecuado y manteniendo el motor en posición apretar los 4 tornillos anteriores.

6.4.2 Rodamientos

En la rebobinadora existen dos conjuntos de rodamientos: el grupo de rodamientos de los ejes principales y el grupo de rodamientos de los rodillos guías. Ambos son rodamientos sellados por lo que no necesitan lubricación extra durante su vida útil. Las especificaciones de ambos se observa en la tabla 6.1

	<i>EJE PRINCIPAL</i>	<i>RODILLOS GUÍAS</i>
Diámetro exterior	52 mm	1 5/8 pulg.
Diámetro interior	25 mm	3/4 pulg.
Ancho	15 mm	1/2 pulg.
Vida útil	30.000 horas	30.000 horas
Código SKF	6205	BR-7730

Tabla 6.1 Especificaciones de los rodamientos

Si durante el funcionamiento se observan vibraciones anormales o un fuerte ruido grave tanto en los ejes como en los rodillos guías, una de las causas puede ser desgaste excesivo en los rodamientos. Para sustituirlos por unos nuevos hacemos lo siguiente:

6.4.2.1 Cambio de rodamientos de los rodillos guías

1. Verificar que la máquina este apagada y desconectada de la fuente de electricidad y aire comprimido.
2. Verificar que no exista presión de aire en el sistema neumático.
3. Aflojar el tornillo de sujeción de cada barra de conexión y retirar tanto el sistema de corte como el sistema de conteo. Revisar sección 6.3.2 (ver figura 6.17).
4. Aflojar y retirar el collar de sujeción liso de cada rodillo (ver figura 6.17)
5. Retirar los rodillos y realizar el cambio de rodamientos con las herramientas apropiadas.
6. Invertir los pasos anteriores para rearmar la máquina.

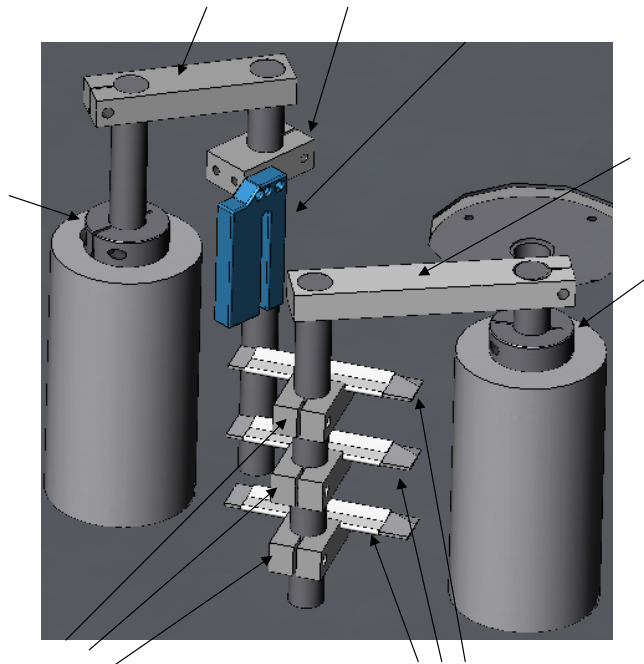


Figura 6.17 Barras de conexión y collares de posición en sistemas de corte y control

6.4.2.2 Cambio de rodamientos de los ejes principales

Para ambos ejes:

1. Verificar que la máquina este apagada y desconectada de la fuente de electricidad y aire comprimido.
2. Verificar que no exista presión de aire en el sistema neumático.
3. Realizar los pasos 3, 4 y 5 de la sección 6.4.2.1 (realizar el cambio de rodamientos si es necesario)
4. Desmontar los sujetadores de core aflojando los cuatro tornillos de sujeción de la base. Revisar sección 6.3.1

Para el eje de la bobina maestra:

1. Desinstalar el racor rápido giratorio en la parte inferior del eje.
2. Aflojar totalmente la cinta de freno girando en sentido contrario a las agujas del reloj la perilla de ajuste de tensión.
3. Retirar el tambor de freno aflojando el tornillo de ajuste del collar de sujeción roscado y luego desenroscando el collar. Al retirar el tambor no olvidar desmontar la chaveta (ver figura 6.18).
4. Aflojar el tornillo de ajuste y retirar el collar de sujeción (ver figura 6.18).
5. Desde la parte superior retirar el eje.

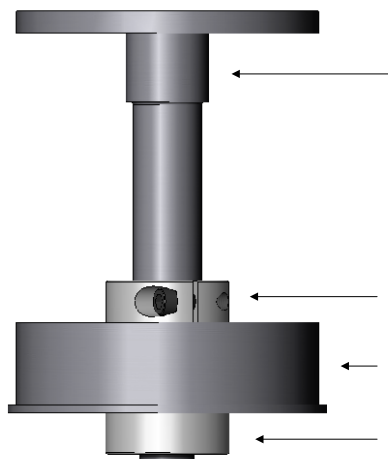


Figura 6.18 Elementos acoplados al eje de la bobina maestra

Para el eje acoplado al motor:

1. Desinstalar el racor rápido giratorio en la parte inferior del eje.
2. Desmontar la correa siguiendo los pasos 3, 4 y 5 de la sección 6.4.1.2 sin posicionar la correa nuevamente (cambiar la correa de ser necesario)
3. Retirar la polea aflojando el tornillo de ajuste del collar de sujeción roscado y luego desenroscando el collar. Al retirar la polea no olvidar desmontar la chaveta (ver figura 6.14).
4. Aflojar el tornillo de ajuste y retirar el collar de sujeción (ver figura 6.19).
5. Desde la parte superior retirar el eje.

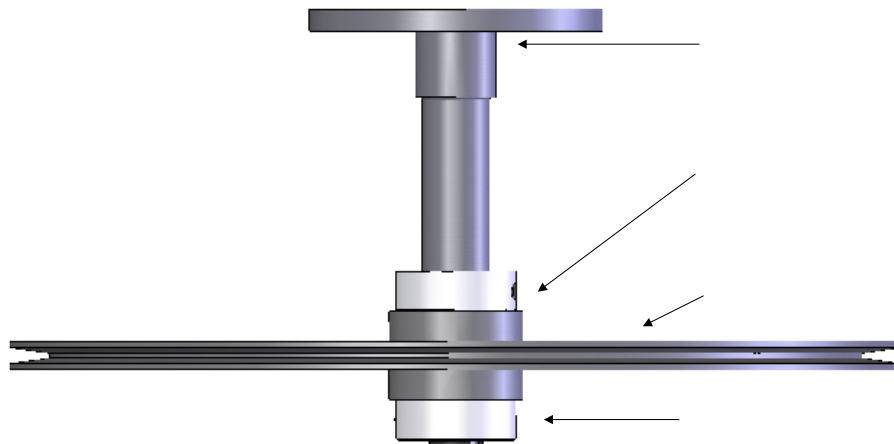


Figura 6.19 Elementos acoplados al eje motriz

Para ambos ejes:

6. Retirar los 6 tornillos de sujeción de la lámina tope, 3 a cada lado, y desmontar la lámina (ver figura 6.20)
7. Retirar los 4 tornillos de sujeción de las bocinas soporte y realizar el cambio de rodamientos con las herramientas adecuadas (ver figura 6.21).
8. Invertir los pasos anteriores para reinstalar los componentes.

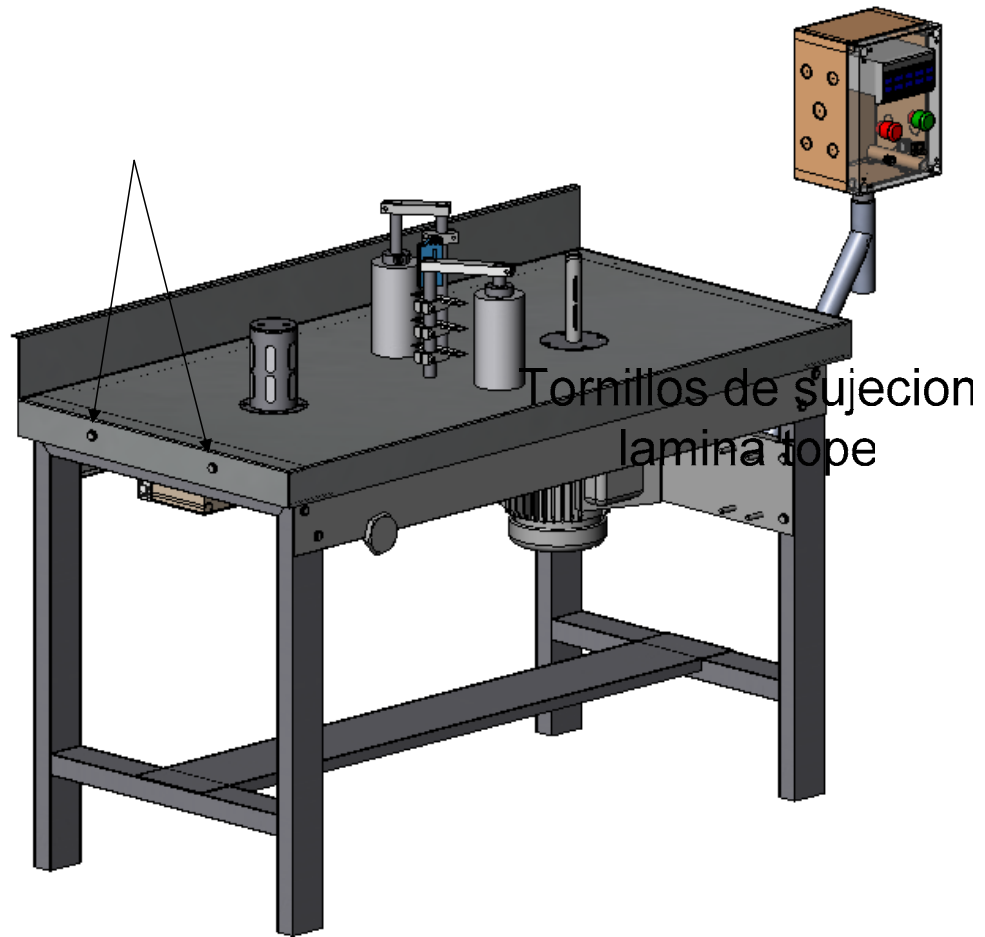


Figura 6.20 Tornillos de sujeción de lámina tope

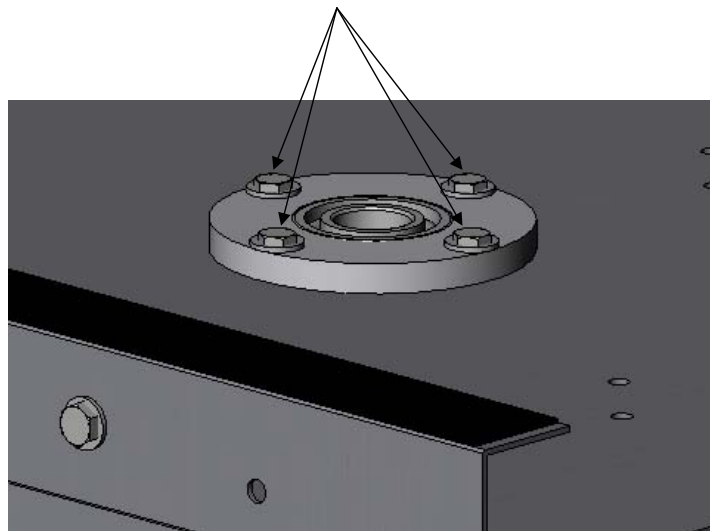


Figura 6.21 Tornillos de sujeción bocinas soporte



6.4.1 Unidad de mantenimiento

Si el nivel de aceite está bajo:

1. Rellenar con aceite especial de FESTO. Esta operación puede llevarse a cabo mientras el sistema está bajo presión.
6. Abrir el tornillo de purga de aire (@ campana de goteo) hasta que ya no se oiga el ruido de aire.
7. Retirar el vaso girándolo hacia la izquierda. (visto desde abajo)
8. Rellenar el vaso de aceite.
9. Montar nuevamente el vaso girándolo hacia la derecha. Al hacerlo, controlar la posición correcta de la junta tórica o sello tipo O-ring en el cuerpo del lubricador.
10. Cerrar el tornillo de purga de aire.
11. Controlar la cantidad de gotas de aceite. Por lo general no es necesario realizar el ajuste.

6.4.3 Fugas de aire

En caso de presentar pérdidas de aire es necesario revisar 4 puntos fundamentales: las conexiones de las líneas de aire, los sellos tipo o-ring tanto interno del sujetador como en la junta eje-sujetador de core y el elemento elástico interno del sujetador de core (tripa).

6.4.3.1 Conexiones de las líneas de aire

Las conexiones entre los componentes neumáticos son de dos tipos: roscados o de tuberías. Para las uniones roscadas, por ejemplo entre el distribuidor y los racores rápidos, se utiliza sellador de teflón especial para componentes neumáticos, sin embargo pueden presentarse fugas. En este caso es necesario desenroscar la junta, colocar el sellador y volver a enroscar el elemento; si no se soluciona la fuga es recomendable revisar la rosca de los elementos y sustituir aquellos que la tengan deteriorada. Las conexiones de las tuberías únicamente requieren que la tubería sea cortada perpendicularmente, ya que esta se coloca de manera muy simple en los racor sin sellador ni otro elemento.

NOTA: se recomienda no estar desenroscando los racores y demás elementos neumáticos, realizarlo sólo cuando sea necesario. No exceder en el apriete de los racores.

6.4.3.2 Sellos tipo O-ring de junta eje-sujetador de core

Inspeccionar el sello, si éste presenta resequedad, agrietamiento o deterioro es necesario reponerlo por uno nuevo. Para ello se procede:

1. Verificar que la máquina este apagada y desconectada de la fuente de electricidad y aire comprimido.
2. Verificar que no exista presión de aire en el sistema neumático.
3. Quitar los 4 tornillos de sujeción y retirar el sujetador.
4. Retirar el sello e instalar el nuevo. Al instalar el sello nuevo es recomendable colocar unas gotas de aceite multiuso o de motor liviano tanto al sello como al asiento del mismo
5. Invertir los pasos anteriores para colocar el sujetador de core.

6.4.3.3 Sellos tipo O-ring interno sujetador de core

Cada uno de los tres diseños de sujetador de core poseen un sello tipo O-ring en su parte inferior, entre el cilindro interno y el cilindro externo. Para desarmar el sujetador seguimos los pasos a continuación:

1. Verificar que la máquina este apagada y desconectada de la fuente de electricidad y aire comprimido.
2. Verificar que no exista presión de aire en el sistema neumático.
3. Retirar el sujetador de core quitando los 4 tornillos de sujeción.
4. Aflojar el prisionero en la parte inferior y dependiendo del tipo del sujetador quitar los tornillos de sujeción del cilindro interno (caso de 3 pulg.) o los pasadores elásticos en la parte superior.
5. Quitar la tapa y retirar el cilindro interno.

6. Sustituir el sello colocando unas gotas de aceite multiuso tanto en el sello como en el asiento.
7. Invertir los pasos anteriores para rearmar el sujetador.

6.4.3.4 Elemento elástico interno del sujetador (tripa)

Si la fuga no se consigue al inspeccionar los otros elementos, es necesario revisar este elemento. Para ellos se procede a realizar los siguientes pasos:

1. Realizamos los pasos del 1 al 5 de la sección 6.4.3.3.
2. Retiramos la tripa defectuosa y colocamos la tripa nueva. Para fijarla de manera hermética se utiliza hilo de nylon alrededor del cilindro interno por encima de la tripa (ver figura 6.22). La tabla 6.2 muestra los tipos de tripa requeridas.
3. Invertir los pasos anteriores para rearmar el sujetador.

<i>SUJETADOR DE CORE</i>	<i>COMPONENTE</i>
0.75 pulgadas	Manguera de Látex de uso común para la realización de torniquetes y extracción de sangre número 6
1 pulgada	Tripa de bicicleta de ciclismo RIN 24 0.75 pulgadas
3 pulgadas	Tripa de moto RIN 18 2.75-3.00 pulgadas

Tabla 6.2 Tipos de tripas requeridas.

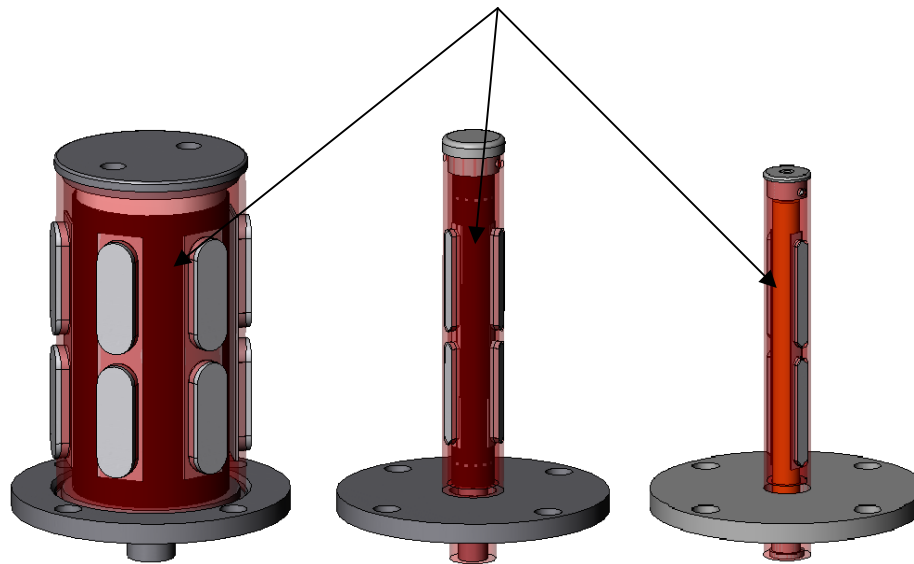


Figura 6.22 Elemento elástico interno del sujetador (tripa)

6.4.4 Cinta de freno

La cinta de freno no necesita mantenimiento periódico siempre que se utilice dentro del rango especificado. En caso de presentar un ruido anormal durante la operación se recomienda mojar ligeramente la superficie de contacto del cuero con aceite de motor liviano, de no mejorar será necesario sustituirla. Para ello es necesario aflojar completamente hasta desenroscar el mecanismo de tensión, girando la perilla en sentido contrario de las agujas del reloj; luego se retiran los tornillos de sujeción en la barra posterior y frontal, extrayendo completamente el conjunto que soporta al cuero (pieza de aluminio y tira de cuero). Sustituir la cinta de cuero y se procede rearmar el freno invirtiendo procedimiento anterior.

6.4.5 Motor eléctrico

El tipo de motor seleccionado permite un mínimo de mantenimiento. Únicamente se recomienda seguir intervalos de mantenimiento exigidos por el fabricante. Para desmontar el motor seguir los siguientes pasos:

1. Verificar que la máquina este apagada y desconectada de la fuente de electricidad y aire comprimido.
2. Verificar que no exista presión de aire en el sistema neumático.
3. Desmontar la correa siguiendo los pasos 3, 4 y 5 de la sección 6.4.1.2 sin posicionar la correa nuevamente (cambiar la correa de ser necesario)
4. Desconectar la instalación eléctrica del motor.
5. Sujutando el peso del motor, retirar los 4 tornillos de sujeción (ver figura 6.16). Una vez sin tornillos, sacar el motor.
6. Invertir estos pasos para montar de nuevo el motor.

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

- ◆ La selección del diseño a desarrollar se realizó mediante el método de matrices morfológicas, el cual nos permitió hacer una selección adecuada, en función de los objetivos planteados, al comparar y evaluar cada una de las propuestas generadas.
- ◆ El diseño de los componentes del rebobinador se realizó con herramientas informáticas para diseño mecánico en tres dimensiones (SolidWorks 2004) así como para la simulación dinámica y análisis de esfuerzos bajo condiciones de cargas específicas (Visual Nastran 4D 2002), lo que permitió optimizar el proceso de diseño y la concepción del producto final, debido a la previa visualización del ensamble antes de su construcción.
- ◆ Se construyó una simulación numérica del comportamiento de las variables cinemáticas y dinámicas durante el proceso de rebobinado, con la ayuda de herramientas informáticas como la hoja de cálculo (Microsoft Office Excel 2003) con ella se obtuvo un conocimiento total del proceso y se determinaron las situaciones críticas a ser consideradas para el diseño.
- ◆ El proceso de diseño y fabricación se simplificó debido al seguimiento de los lineamientos planteados con el diseño concurrente. Con esto se logró reducir costos y tiempo de fabricación .
- ◆ Se realizaron los cálculos pertinentes que garantizan el correcto funcionamiento y el alto nivel de confiabilidad de la rebobinadora durante la totalidad de la vida útil.
- ◆ Durante el proceso de selección y diseño se tomó en cuenta la premisa de minimizar de las tareas de operación y mantenimiento, sin afectar la confiabilidad y la seguridad del diseño final. Estas condiciones se ven reflejadas en el manual de operación y mantenimiento.

- ◆ El producto posee un diseño ergonómico y seguro, que permite una operación sencilla con bajas exigencias y riesgos para el operarador.
- ◆ La puesta en funcionamiento de la máquina rebobinadora logró automatizar un proceso completamente manual. Esto permitió una reducción de tiempo y costos aumentando la producción alrededor de un 300%. Por otro lado, con la disminución de los tiempos de producción, la compañía incorpora una nueva modalidad de trabajo, “producción en sitio”, que consiste en la entrega inmediata del producto en el momento que se hace el pedido, logrando reducir el inventario y ampliando la capacidad de realizar trabajos específicos.
- ◆ Con este trabajo especial de grado la compañía fue adquirió una herramienta de trabajo que se escapaba de sus posibilidades de compra; el costo final de la rebobinadora fue cercano a un tercio del costo total de una máquina (de origen extranjero) semejante que realice el proceso. Con esta nueva herramienta la empresa está en la capacidad de incursionar en nuevos mercados como en proyectos de mayor envergadura y mayores beneficios.
- ◆ El sistema de control utilizado permite con facilidad nuevas modificaciones y programaciones que permitan adaptar nuevos componentes de trabajo como módulos de serialización y módulos de impresión de inyección de tinta o inkjet, dejando abierta la posibilidad para la compañía de realizar nuevas operaciones y entrar en nuevos mercados y proyectos.

7.2 Recomendaciones

- ◆ Estudiar las modificaciones necesarias para incorporar otros componentes como módulos de serialización y módulos de impresión de inyección de tinta o inkjet, para aumentar el valor agregado y la versatilidad de la rebobinadora desarrollada en este trabajo.
- ◆ Desarrollar un mecanismo automático de control de la tensión del papel durante el rebobinado para liberar al operador de esta responsabilidad y aumentar la calidad del producto final.

-
- ◆ Analizar el diseño y el proceso constructivo para determinar en que puntos es posible reducir costos de fabricación y realizar los estudios necesarios con miras a la fabricación de nuevos modelos que incorporen mejoras y nuevos componentes.



BIBLIOGRAFÍA

- [1] **AVALLONE E. Y BAUMEISTER III T.**, (1995) *Marks – Manual del Ingeniero Mecánico*, 3ra Edición en español, México, Tomo I y Tomo II.
- [2] **BEER, F. Y JOHNSTON E.**, (1997) *Mecánica Vectorial para Ingenieros*, 6ta Edición, México, Editorial McGraw Hill.
- [3] **FARRER, FRANCISCO**, (1995) *Manual de ergonomía*, España, Editorial Mafre.
- [4] **GERE J. Y TIMOSHENKO S.**, (1986) *Mecánica de Materiales*, 2da Edición, Grupo Editorial Iberoamérica.
- [5] **GROOVER, MIKELL**, (1997) *Fundamentos de Manufactura Moderna, Materiales, Procesos y Sistemas*, México, Prentice Hall Hispanoamericana.
- [6] **GUDIEL, MARÍA E.**, (2004, noviembre 1-30) *Diapositivas Diseño Conceptual*, Caracas, Universidad Central de Venezuela.
- [7] **HIBBELER R. C.**, (1997) *Mecánica de materiales*, México, Prentice Hall 3^{ra} Edición.
- [8] **IHOBE SOCIEDAD PÚBLICA DE GESTIÓN AMBIENTAL**, (2002) *Manual ideas de mejora*, España.
- [9] **JUVINALL, ROBERT**, (1996) *Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica*, México, Editorial Limusa, 1996.
- [10] **MILANI, R.**, (1985) *Diseño para Nuestra Realidad*, Venezuela, Editorial Equinoccio.
- [11] **MISUMI**, (2005) *Misumi Custom Mechanical Components for Assembly Automation*, USA, Misumi Corporation.
- [12] **MOTT, R.**, (1995) *Diseño de Elementos de Máquinas*, 2da Edición, México, Editorial Prentice Hall Hispanoamericana.
- [13] **ORTHWEIN, WILLIAM C.**, (1996) *Diseño de Componentes de Máquinas*, México, Editorial Continental S. A.
- [14] **P. CROSER, J. THOMSON**, (2002) *Fundamentos de neumática*, FESTO didactic GmbH & co., Alemania.



-
- [15] **SCHNEIDER ELECTRIC TELEMCHANIQUE**, (2002) *Manual de variadores de velocidad*, España, Schneider electric telemchanique.
- [16] **SERWAY, RAYMOND A.**, (1996) *Física*, México, Editorial McGraw Hill.
- [17] **SHIGLEY J. Y MISCHKE C.**, (1990) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 5ta Edición, Mexico, Editorial Mc GrawHill.
- [18] **SIEMENS**, *Motores trifásicos de inducción. Generalidades*, Región Andina, 2004.
- [19] **SKF DE VENEZUELA**, <http://skf.com.ve>
- [20] **SKF DE VENEZUELA**, *CatálogoInteractivo*, http://skf.com.ve/info_tec_n.htm
- [21] **SICK**, *Selection Catalogue*, <http://ecatalog.sick.com/Products>
- [22] **SIEMENS DE VENEZUELA**, *Catálogo de selección de motores*, <http://www.siemens.com/ecatalogo>.

ANEXOS