

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMÁTICA PARA LA FABRICACIÓN DE RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESIÓN Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ENROLLADO PARA LA EMPRESA VYMSA”

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

JORGE ALEJANDRO CARVAJAL VINOCUNA

JUAN CARLOS ZURITA CORONEL

DIRECTOR: Ing. Carlos Naranjo

CODIRECTOR: Ing. Fernando Montenegro

Sangolquí, 2005-01

CERTIFICACIÓN

El proyecto que lleva por título “DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMÁTICA PARA LA FABRICACIÓN DE RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESIÓN Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ENROLLADO PARA LA EMPRESA VYMSA” fue realizado en su totalidad por los señores Jorge Alejandro Carvajal Vinocuna y Juan Carlos Zurita Coronel como requisito para la obtención del título de Ingenieros Mecánicos.

Ing. Carlos Naranjo
DIRECTOR

Ing. Fernando Montenegro
CODIRECTOR

Sangolquí, 2005-01-03

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMÁTICA PARA LA FABRICACIÓN DE RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESIÓN Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ENROLLADO PARA LA EMPRESA VYMSA”

ELABORADO POR:

Jorge Alejandro Carvajal Vinocuna

Juan Carlos Zurita Coronel

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

Mayo. Ing. Hugo Ortiz
DECANO

Sangolquí, 2005-01-03

DEDICATORIA

Para mi Dios mis padres,
mis hermanos y todos mis
amigos sinceros quienes
me han brindado su cariño,
su apoyo y su comprensión
en cada momento de mi vida.

Siempre los llevaré en mi
corazón

Jorge

A Dios, por darme la fuerza
para seguir adelante cada día.
A mis padres, hermanos y sobrino,
por brindarme su amor,
comprensión y apoyo incondicional
siempre.

A mis amigos, que siempre
están presentes en mi corazón,
por el apoyo y comprensión
en esta etapa de mi vida.

Juan Carlos

AGRADECIMIENTOS

Damos gracias a Dios por darnos amor y vida, a nuestros padres por todo el esfuerzo realizado durante nuestra carrera, a nuestros hermanos y amigos por su apoyo moral.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica por todos los conocimientos entregados, a los señores directores del proyecto de grado.

Al Ing. Raúl Mendizábal, Gerente General de VYMSA, por la oportunidad brindada para el desarrollo de proyecto de grado y el apoyo tanto técnico como económico.

Jorge Carvajal
Juan Carlos Zurita

INDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN	iii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	v
DEDICATORIA.....	vii
AGRADECIMIENTOS	ix
INDICE DE CONTENIDOS	xi
RESUMEN	xxiii
CAPÍTULO 1 – INTRODUCCIÓN	1
1.1. GENERALIDADES	1
1.2. OBJETIVOS.....	2
1.2.1. Objetivo general.....	2
1.2.2. Objetivos específicos.....	2
1.3. ALCANCE DEL PROYECTO	3
1.4. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	3
CAPÍTULO 2 – ESTUDIO DE RESORTES DE COMPRESIÓN Y SU FABRICACIÓN.....	7
2.1. RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESIÓN.....	7
2.1.1. Definición.....	7
2.1.2. Diseño	8
2.1.3. Proceso de conformado de resortes.....	13
CAPÍTULO 3 – ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE MÁQUINA.....	17
3.1. TIPOS DE MÁQUINAS PARA LA FABRICACIÓN DE RESORTES.....	17
3.2. ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN.....	21
3.2.1. Requisitos de la máquina	21
3.2.2. Selección del tipo de máquina.....	22
3.3. RESUMEN DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	35
CAPITULO 4 – DISEÑO DE LA MÁQUINA DE RESORTES.....	37
4.1. CÁLCULO DE FUERZAS	37
4.1.1. Fuerza para el conformado de los resortes	37

4.1.2.	Fuerza para el corte del alambre	44
4.2.	DISEÑO DE LOS SUBSISTEMAS Y SELECCIÓN DE MATERIALES	46
4.2.1.	Diseño del sistema de enderezado	46
4.2.2.	Diseño del sistema de alimentación	54
4.2.3.	Diseño del sistema de corte	83
4.2.4.	Diseño del sistema de enrollado	89
4.2.5.	Diseño de la estructura soporte	142
CAPÍTULO 5 – CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ENROLLADO Y PRUEBAS		159
5.1.	ELABORACIÓN DE LA LISTA DE MATERIALES.....	159
5.1.1.	Lista de materiales a maquinarse	159
5.1.2.	Lista de materiales normalizados.....	160
5.2.	PROCESO DE FABRICACIÓN	161
5.2.1.	Maquinado de planchas de acero	161
5.2.2.	Maquinado de ejes.....	162
5.2.3.	Maquinado y ensamblaje de otros elementos	163
5.2.4.	Hojas de proceso	166
5.3.	PRUEBAS.....	170
5.3.1.	Prueba de fabricación del resorte para bisagra BPH-02	171
5.3.2.	Análisis de resultados	171
CAPÍTULO 6 – EVALUACIÓN ECONÓMICA-FINANCIERA		175
6.1.	EVALUACIÓN ECONÓMICA.....	175
6.2.	EVALUACIÓN FINANCIERA	178
6.2.1.	Inversión.....	178
6.2.2.	Ingresos	182
6.2.3.	Egresos	184
6.2.4.	Flujo de caja	185
6.2.5.	Cálculo de índices VAN/TIR.....	186
6.2.6.	Análisis costo-beneficio.....	187
CAPÍTULO 7 – CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		189
7.1.	CONCLUSIONES	189
7.2.	RECOMENDACIONES.....	190

LISTADO DE TABLAS

1. 1	ESPECIFICACIONES RESORTES BPH	4
2. 1	MATERIALES COMUNES PARA ALAMBRE DE RESORTE	9
2. 2	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL RESORTE E-BPH-02.....	12
3. 1	MATRIZ DE SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	25
3. 2	MATRIZ DE SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CORTE	28
3. 3	MATRIZ DE SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	32
3. 4	MATRIZ DE SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONFORMADO	34
4. 1	VALORES DE MASA, RADIO DE GIRO Y MOMENTO DE INERCIA.....	49
4. 2	VALORES DE FUERZA Y MOMENTO – PLANO X-Y	65
4. 3	VALORES DE FUERZA Y MOMENTO – PLANO X-Z.....	67
4. 4	LONGITUDES Y DIÁMETROS DE SECCIONES – EJE MOTRIZ	72
4. 5	VALORES DE FUERZA Y MOMENTO – PLANO X-Y	75
4. 6	VALORES DE FUERZA Y MOMENTO – PLANO X-Z.....	76
4. 7	LONGITUDES Y DIÁMETROS DE SECCIONES – EJE MOTRIZ	77
4. 8	CUÑAS PARA EL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	80
4. 9	CONJUNTO DE CADENAS Y CATALINAS – SISTEMA DE ENROLLADO.....	91
4. 10	TABLA DE RESUMEN DE CÁLCULO – SI.....	100
4. 11	TABLA DE RESUMEN DE CÁLCULO – SI.....	102
4. 12	VALORES DE FUERZA Y MOMENTO – EJE DE TRANSMISIÓN – PLANO Y-X	105
4. 13	VALORES DE FUERZA Y MOMENTO – EJE DE TRANSMISIÓN – PLANO Y-Z	106
4. 14	LONGITUDES Y DIÁMETROS DE SECCIONES – EJE DE TRANSMISIÓN	108
4. 15	VALORES DE FUERZA Y MOMENTO – PLANO Y-X	112
4. 16	VALORES DE FUERZA Y MOMENTO – PLANO Y-Z.....	113
4. 17	LONGITUDES Y DIÁMETROS DE SECCIONES – CAMISA DE TRANSMISIÓN.....	114
4. 18	LONGITUDES Y DIÁMETROS DE SECCIONES – EJE DE ENROLLADO	118
4. 19	MEDIDAS DEL EJE ESTRIADO.....	119
4. 20	MEDIDAS DE DISCO RANURADO.....	121
4. 21	VALORES DE FUERZA Y MOMENTO – EJE PORTA LEVA – PLANO Y-X.....	136

4. 22 VALORES DE FUERZA Y MOMENTO MEDIO – EJE PORTA LEVA – PLANO Y-Z	138
4. 23 VALORES DE FUERZA Y MOMENTO ALTER – EJE PORTA LEVA – PLANO Y-Z	139
4. 24 RESULTANTES DE MOMENTO MEDIO Y ALTERNANTE – EJE PORTA LEVA	139
4. 25 LONGITUDES Y DIÁMETROS DE SECCIONES – CAMISA DE TRANSMISIÓN	140
4. 26 RODAMIENTOS PARA SISTEMA DE ENROLLADO	141
4. 27 CUÑAS Y CUÑEROS PARA SISTEMA DE ENROLLADO.....	142
4. 28 FACTORES DE REFERENCIA PARA PLACA APOYADA EN PERFILES	143
4. 29 CARGAS SISTEMA DE ENROLLADO.....	148
4. 30 CARGAS SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	149
4. 31 CARGAS SISTEMA DE CORTE	149
4. 32 CARGAS SISTEMA DE ENROLLADO.....	150
4. 33 DESPLAZAMIENTOS PUNTO CRÍTICO DE ESTRUCTURA	150
4. 34 CARGAS MÁXIMAS EN LA JUNTA CRÍTICA.....	151
4. 35 DATOS REQUERIDOS PARA ANÁLISIS DE SOLDADURA	151
4. 36 ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y DE CONTROL	156
5. 1 LISTA DE MATERIALES A MAQUINARSE	159
5. 2 LISTA DE MATERIALES NORMALIZADOS	160
5. 3 TIEMPOS DE CONFORMADO.....	172
5. 4 MEDICIONES DE PASO ENTRE ESPIRAS.....	173
5. 5 ENSAYOS DE FUERZA DE COMPRESIÓN	174
6. 2 MATERIA PRIMA PARA SISTEMA DE ENROLLADO.....	179
6. 3 MATERIA PRIMA PARA TODA LA MÁQUINA.....	179
6. 5 INVERSIÓN TOTAL	182
6. 6 COSTO DE FABRICACIÓN DE RESORTES ACTUAL.....	183
6. 7 COSTO DE FABRICACIÓN DE RESORTES CON MÁQUINA.....	183
6. 8 PÉRDIDA MENSUAL DEBIDO AL CORTE DE EXTREMOS.....	184
6. 9 FLUJO DE CAJA ANUAL.....	185
6. 10 FLUJOS DE CAJA NETOS POR PERÍODO.....	186
6. 11 ACTUALIZACIÓN DE INGRESOS Y EGRESOS	188

LISTADO DE FIGURAS

1. 1	ESQUEMA DE LA CONFORMACIÓN MECÁNICA DE RESORTES	4
2. 1	CONFIGURACIONES DE RESORTE	8
2. 2	RESISTENCIAS A TENSIÓN MÍNIMAS PARA ALAMBRES DE RESORTES.....	10
2. 3	TIPOS DE EXTREMOS PARA RESORTES DE COMPRESIÓN.....	11
2. 4	SISTEMA DE CONFORMADO POR PLACAS.....	13
2. 5	SISTEMA DE CONFORMADO POR TORNILLO SIN FIN	14
2. 6	SISTEMA DE CONFORMADO POR CILINDRO CONFORMADOR.....	15
3. 1	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN POR RODILLOS	23
3. 2	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN POR CONO TRANSPORTADOR	24
3. 3	SISTEMA DE CORTE POR MECANISMO BIELA-MANIVELA	26
3. 4	SISTEMA DE CORTE CON ACTUADOR HIDRÁULICO	27
3. 5	SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR BANDA Y POLEAS	29
3. 6	SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENA Y CATALINAS	30
3. 7	SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES.....	31
4. 1	CURVA ESFUERZO – DEFORMACIÓN DE UN MATERIAL ELASTO-PLÁSTICO.....	37
4. 2	VIGA EMPOTRADA.....	38
4. 3	DISTRIBUCIÓN INTERNA DE TENSIONES EN LA SECCIÓN A-A	39
4. 4	DISTRIBUCIÓN INTERNA DE TENSIONES EN LA SECCIÓN B-B	39
4. 5	DISTRIBUCIÓN INTERNA DE TENSIONES EN LA SECCIÓN C-C	40
4. 6	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL ALAMBRE SECCIÓN B-B.....	40
4. 7	DISTRIBUCIÓN INTERNA DE TENSIONES PARA EL ALAMBRE SECCIÓN B-B	41
4. 8	SECCIÓN DEL ALAMBRE CON SU DIFERENCIAL DE ÁREA	41
4. 9	DISPOSITIVO PARA ENSAYO DE CORTANTE PURO EN ALAMBRE	45
4. 10	CARGA ESTÁTICA ACTUANTE SOBRE EL DISPOSITIVO DE CORTE	45
4. 11	DCL DEL ALAMBRE SOMETIDO AL CORTE	46
4. 12	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL CONJUNTO CARRETE-BOBINA DE ALAMBRE...47	
4. 13	ESQUEMA DE LA BOBINA DE ALAMBRE SOPORTADA EN EL CARRETE.....	48
4. 14	FUERZAS QUE LOS RODILLOS EJERCEN SOBRE EL ALAMBRE	51
4. 15	DCL DEL EJE INFERIOR (MOTRIZ) CON TODOS SUS ELEMENTOS	54

4. 16 DCL DEL RODILLO MOTRIZ	55
4. 17 ESQUEMA DE LAS CATALINAS CON LA CADENA	60
4. 18 DCL DE LA CATALINA CONDUcida.....	60
4. 19 DCL DEL EJE MOTRIZ	63
4. 20 DCL – PLANO X-Y.....	64
4. 21 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR - PLANO X-Y.....	65
4. 22 DCL – PLANO X-Z.....	66
4. 23 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR – PLANO X-Z.....	67
4. 24 DIAGRAMA DE MOMENTO TORSOR – EJE MOTRIZ	68
4. 25 EJE MOTRIZ CON SUS ELEMENTOS.....	72
4. 26 DIAGRAMA DE DEFLEXIÓN – EJE MOTRIZ	73
4. 27 DCL – EJE SEGUIDOR.....	74
4. 28 DCL – PLANO X-Y.....	75
4. 29 DCL – PLANO X-Z.....	76
4. 30 EJE SEGUIDOR CON SUS ELEMENTOS.....	77
4. 31 DIAGRAMA DE DEFLEXIÓN – EJE SEGUIDOR.....	77
4. 32 SISTEMA DE PRESIÓN DEL RODILLO SEGUIDOR.....	81
4. 33 ESQUEMA DE CORTE POR CIZALLA	84
4. 34 DIAGRAMA DE FUERZA Y CONTROL – SISTEMA DE CORTE.....	85
4. 35 PLACA FIJA PARA CORTE DE ALAMBRE Y DCL.....	87
4. 36 DCL DEL PERNO A – PLACA FIJA.....	88
4. 37 SISTEMA DE ENGRANAJE CON SUS RESPECTIVOS EJES	103
4. 38 DCL EJE DE TRANSMISIÓN – PLANO Y-X.....	104
4. 39 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR – PLANO Y-X.....	104
4. 40 DCL EJE DE TRANSMISIÓN – PLANO Y-Z.....	105
4. 41 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR – PLANO Y-Z.....	106
4. 42 DIAGRAMA DE MOMENTO TORSOR	107
4. 43 EJE DE TRANSMISIÓN CON SUS ELEMENTOS	107
4. 44 DIAGRAMA DE DEFLEXIÓN – EJE DE TRANSMISIÓN.....	108
4. 45 EJE DE ENROLLADO.....	109
4. 46 PARTES DEL EJE DE ENROLLADO	110
4. 47 DCL CAMISA DE ENROLLADO – PLANO Y-X.....	111
4. 48 DIAGRAMA DE MOMENTO DE FLECTOR – CAMISA – PLANO Y-X.....	111
4. 49 DCL CAMISA DE ENROLLADO – PLANO Y-Z	112

4. 50	DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR – CAMISA DE TRANSMISIÓN – PLANO Y-Z.	113
4. 51	CAMISA DE TRANSMISIÓN Y SUS ELEMENTOS.....	114
4. 52	DIAGRAMA DE MOMENTO TORSOR – EJE ESTRIADO	115
4. 53	EJE ESTRIADO DESLIZANTE.....	117
4. 54	SECCIÓN DEL EJE ESTRIADO CON SUS ELEMENTOS.....	119
4. 55	DISCO RANURADO	121
4. 56	DESPLAZAMIENTO DEL SEGUIDOR VS. GIROS DEL MANDRIL	122
4. 57	DIAGRAMA DE ELEVACIÓN	124
4. 58	CURVAS DE CONDICIÓN CONTRA EL PANDEO CRÍTICO.....	132
4. 59	EJE PORTA LEVA CON CARGAS ACTUANTES.....	134
4. 60	DCL EJE PORTA LEVA – PLANO Y-X.....	135
4. 61	DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR – EJE PORTA LEVA – PLANO Y-X.....	136
4. 62	DCL EJE PORTA LEVA – PLANO Y-Z	137
4. 63	DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR MEDIO – PLANO Y-Z.....	138
4. 64	DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR ALTERNANTE – PLANO Y-Z	139
4. 65	SECCIONES DE EJE PORTA LEVA CON SUS ELEMENTOS	140
4. 66	DIAGRAMA DE DEFLEXIÓN – EJE PORTA LEVA.....	141
4. 67	PLACA HORIZONTAL CON ÁREA DE APOYO CRÍTICA.....	143
4. 68	FLECHA PRESENTE DEBIDO A CARGA DISTRIBUIDA	145
4. 69	ESQUEMA DE PLACA LATERAL CON SUS MOTORES	146
4. 70	VISTA FRONTAL DE LA ESTRUCTURA.....	148
4. 71	DCL – JUNTA CRÍTICA.....	152
4. 72	PLC ZELIO SR1-A101FU	157
4. 73	PROGRAMA DE CONTROL EN PLC.....	157
5. 1	TRABAJOS DE TALADRADO Y MANDRINADO EN PLANCHAS	161
5. 2	TRABAJOS DE CORTE Y SOLDADURA EN ESTRUCTURA	162
5. 3	FRESADO DE EJE ESTRIADO.....	162
5. 4	TORNEADO DE BOCINES DE BRONCE	163
5. 5	MAQUINADO DE DISCOS RANURADOS	163
5. 6	BAROLADO DE PISTA PARA LEVA	164
5. 7	INSTALACIÓN DE EQUIPO ELÉCTRICO Y CONTROL.....	164
5. 8	MONTAJE DE EJES EN ESTRUCTURA SOPORTE.....	165
5. 9	SISTEMA DE ENROLLADO TERMINADO	165

LISTADO DE ANEXOS

- A1. PLANOS DE LA MÁQUINA
- A2. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO
- A3. ENSAYO DE CORTANTE DIRECTO EN ALAMBRE
- A4. PRUEBAS DE FABRICACIÓN PARA EL RESORTE E-BPH-02
- A5. TEORIA PARA DISEÑO DE MECANISMO LEVA-SEGUIDOR
- A6. CATÁLOGOS DE SELECCIÓN

NOMENCLATURA

CAPÍTULO 3

VARIABLE	UNIDAD	DESCRIPCIÓN
X		coeficiente comparativo técnico
Y		coeficiente comparativo del costo de fabricación
S		coeficiente comparativo total
Z		suma de puntajes técnicos
Z _i		suma de puntajes técnicos ideal
K		puntaje al costo de fabricación
K _i		puntaje al costo de fabricación ideal

CAPÍTULO 4

VARIABLE	UNIDAD	DESCRIPCIÓN
Q		momento estático de primer orden
M	N.mm	momento
S _y	MPa	esfuerzo de fluencia a la tensión
I	kg.mm ²	Momento de inercia de masa
m	kg	masa
α	rad/seg ²	aceleración angular
d _e	mm	diámetro externo
r	mm	radio
ω	rpm	velocidad angular
L	mm	longitud
Pd	hp	potencia de diseño
i		relación de transmisión
Z		numero de dientes
p	mm	paso
C	mm	distancia entre centros
F	N	fuerza
w	mm	ancho de cara
K ₁		factor de esfuerzo de Buckingham
S _c		valor limite de fatiga superficial
n		factor de seguridad
E	MPa	modulo de elasticidad
R	N	reacción en apoyo
T	N.mm	torque
S _{ut}	MPa	Esfuerzo ultimo de tracción
k _a		factor de superficie
k _b		factor de tamaño
k _c		factor de carga
k _d		factor de temperatura
k _e		factor de confiabilidad
S _e	MPa	esfuerzo equivalente debido a la fatiga
k _{fsm}		factor de concentración por torsión a la fatiga

k_f		factor de concentración por flexión a la fatiga
r_m	mm	radio de muesca
$(a1)^{1/2}$		constante de Neuber para aceros
τ	MPa	esfuerzo cortante
S_{sy}	MPa	esfuerzo de fluencia a la torsión
δ	mm	deflexión
g	m/s ²	aceleración de la gravedad
σ	MPa	esfuerzo de tensión
d	mm	diámetro
P_{cr}	N	carga crítica
C_c		condición de extremos
d_p	mm	diámetro de paso
P_d		paso diametral
b_1	mm	espesor del diente
F	N	fuerza
V_p	m/s	velocidad tangencial
K		factor de carga al desgaste
Q_1		factor geométrico del engrane
Y		factor de forma de Lewis
t	mm	grueso del diente
S_o	MPa	esfuerzo estático de seguridad
S_{at}	MPa	esfuerzo admisible
K_L		factor de vida
K_T		factor de temperatura
K_R		factor de confiabilidad
S_{ad}	MPa	esfuerzo admisible máximo
K_o		factor de corrección por sobrecarga
K_s		factor de corrección por tamaño
K_m		Factor de distribución de carga
K_v		Factor dinámico
N_t		numero total de espiras
F_{max}	N	Fuerza máxima
F_{min}	N	fuerza mínima
N_a		numero de espiras activas
G	GPa	modulo de rigidez
y	mm	desplazamiento
F_a	N	Fuerza alternante
F_m	N	fuerza media
C		Índice del resorte
k_s		factor de cortante directo
k_w		factor de Wahl
S_{us}	MPa	resistencia máxima al cortante
k	N/mm	tasa del resorte
R_L	mm	Radio Leva
q	kg/m	carga distribuida
e	mm	espesor

CAPÍTULO 6

FNC		flujo neto de caja
F		flujo de caja anual
r		tasa de interés
n		periodo
VAN		valor actual neto
TIR		tasa interna de retorno

RESUMEN

La empresa VYMSA, procesadora de acero, ha venido desarrollando bisagras para las puertas de los hornos de las cocinas INDURAMA, MABE y FIBROACERO. Dichas bisagras requieren de resortes para su funcionamiento. Al momento la empresa elabora alrededor de 3600 resortes diarios, la fabricación de los resortes es netamente artesanal, por tanto requiere de un cierto nivel de habilidad del operario para obtener la forma deseada; esto genera que la calidad del resorte sea variable además de pérdida de material en el producto defectuoso y retrasos en las entregas. Es por esto que se ha decidido diseñar y construir una máquina automática que cumpla con los requisitos necesarios para dicho propósito.

La máquina de resortes, debe cumplir con características específicas que le permitan tener un funcionamiento óptimo, tanto en la fabricación como en sus cualidades relacionadas con el medio donde se va a operar y sin dejar de lado el factor económico. Para esto se han determinado parámetros que deben tenerse en cuenta para la selección de diferentes alternativas de los subsistemas de la máquina. Estos parámetros serán luego evaluados para escoger los sistemas más convenientes para las necesidades de la empresa y de diseño: Los parámetros que se deben considerar durante el diseño de los subsistemas son los siguientes:

1. Eficiencia
2. Vida útil
3. Tamaño
4. Peso
5. Facilidad de construcción
6. Facilidad de operación
7. Facilidad de mantenimiento
8. Facilidad de montaje y desmontaje
9. Disponibilidad de materiales

Luego de que se realizó el respectivo estudio de las alternativas, a continuación se detallan cada uno de los sistemas que han sido seleccionados para realizar cada uno de los propósitos que se pretende. Y a partir de estas alternativas se realizará el diseño de cada una de sus partes.

SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DEL ALAMBRE:

- **Rodillos giratorios**

En este sistema se utiliza la fuerza de fricción existente entre los rodillos y el alambre para desplazarlo. Uno de los rodillos es el cilindro motriz y el otro puede variar su altura para distintos diámetros de alambre.

SISTEMA DE CORTE:

- **Actuador hidráulico**

El accionamiento del cilindro hidráulico se lo realiza mediante la utilización de una válvula solenoide, en la que el fluido de trabajo realiza el desplazamiento del émbolo de dicho cilindro cada vez que se requiera realizar el corte al alambre.

SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA:

- **Por cadenas y catalinas**

Para transmitir el movimiento de los motores a los sistemas que lo requieren, se lo realiza empleando cadenas y catalinas.

SISTEMA DE ENROLLADO

- **Cilindro de conformado**

En este sistema, el conformado de la espira depende del torque ejercido en la guía y el paso del resorte depende tanto de la velocidad de rotación como del desplazamiento rectilíneo vertical u horizontal de la guía, los cuales pueden

ser controlados por un subsistema de leva en su parte superior o de un tornillo sinfín en la parte interior.

SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL:

- **Cilindro de conformado**

Para este sistema es necesario controlar las velocidades de giro y las rampas de aceleración del motor, motivo por el cual se debe emplear variadores de frecuencia. El control de los variadores de frecuencia y de la solenoide para el accionamiento del cilindro de corte, se facilita con el uso de un PLC, el cual realizaría las sincronizaciones debidas.

El diseño de la máquina de resortes permite obtener una capacidad de producción mínima de 96000 resortes mensuales, mejorando así la calidad en el producto, evitando retrasos en las entregas y reduciendo la pérdida de material en el proceso de fabricación.

Además, la máquina de tal manera que brinde la facilidad de ampliar la fabricación, en un futuro, de otros tipos de resorte. Cada uno de los elementos de la máquina, han sido elaborados con materiales existentes en el mercado ecuatoriano y de completa disponibilidad.

Con la elaboración de los manuales de operación de la máquina con sus respectivas conexiones eléctricas y de control se facilita al operador el manejo de la máquina, haciendo más seguro el ambiente de trabajo.

El manual de mantenimiento preventivo y correctivo para los distintos aditamentos de la máquina es requerido para mantener el óptimo funcionamiento de la misma y en caso de existir cualquier tipo de avería, guiar al operario a solucionarlo de la mejor manera en un corto plazo de tiempo, evitando paros excesivos por mantenimiento.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1. GENERALIDADES

La empresa VYMSA, procesadora de acero, dentro de su gran línea de productos, ha venido desarrollando bisagras para las puertas de los hornos de las cocinas INDURAMA, MABE y FIBROACERO. Estas bisagras requieren de distintos tipos de resortes, los cuales, poseen características técnicas diferentes.

Las bisagras antes mencionadas poseen distintos tipos de sujeción a la puerta, lo que determina que el tipo de resorte ha ser usado sea de compresión o de torsión. Actualmente la bisagra mas requerida es aquella que trabaja con un resorte de compresión, en distintos diámetros de alambre, dependiendo del peso de la puerta que se deba sujetar. Este tipo de resorte llevara por código BPH.

Al momento la empresa fabrica alrededor de 3600 resortes diarios, la producción de cada resorte se detalla en la tabla 1. La fabricación de los resortes es netamente artesanal, por tanto requiere de un cierto nivel de habilidad del operario para obtener la forma deseada. Este sistema de fabricación no permite tener una producción estándar, ya que no se logra obtener uniformidad en las características del resorte.

En tres máquinas han sido acoplados motores para reducir los tiempos de fabricación de estos elementos, pero aún no se ha logrado conseguir la producción diaria deseada, lo que obliga al departamento de producción a extender las jornadas de trabajo a dos turnos, lo que significa más mano de obra para suplir con las necesidades.

Tomando en cuenta los antecedentes anteriormente citados, VYMSA ha decidido implementar un plan de desarrollo integral en el área de producción. Dentro de este plan necesariamente se ve inmiscuida la implementación de nueva maquinaria, que permita elevar la producción de resortes. Es por esto que se ha decidido diseñar y construir una máquina automática que cumpla con los requisitos solicitados.

El estudio se centrará en la fabricación de los resortes de compresión, ya que sus características geométricas obligan a implementar un sistema modular que permita la producción de los cuatro tipos de BPH, por tanto la teoría y el diseño de la maquina estarán relacionados con este tipo de resorte. La construcción de esta máquina permitirá elevar la producción mensual a 80000 resortes, entre los tipos BPH, disminuirá la mano de obra y reducirá notablemente los tiempos de producción.

Debido a la gran inversión que debe afrontar VYMSA para la obtención de esta maquinaria, la empresa ha decidido que la construcción se la realice por etapas y por esto, se ha propuesto que para este proyecto de grado se destine el presupuesto necesario únicamente para la construcción del subsistema de enrollado, el cual es la parte fundamental de la maquina.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar una máquina automática para la fabricación de resortes helicoidales de compresión y construir el sistema de enrollado para la empresa VYMSA.

1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar el sistema para obtener una capacidad de producción mínima de 80000 resortes mensuales.

- Diseñar cada uno de los elementos y subsistemas que conforman la parte mecánica de la máquina con sus respectivos planos de construcción, despiece, ensamble y desmontaje.
- Diseñar la máquina de tal manera que brinde la facilidad de ampliar la fabricación, en un futuro, de otro tipo de resorte.
- Determinar la calibración más adecuada que deba tener la máquina en la fabricación de resortes para una óptima operación de la misma.
- Realizar la construcción de cada uno de los elementos de la máquina con materiales existentes en el mercado ecuatoriano.
- Elaborar el manual de operación de la máquina con sus respectivas conexiones eléctricas y de control.
- Elaborar un manual de mantenimiento preventivo y correctivo para los distintos aditamentos de la máquina.
- Construir la máquina utilizando el presupuesto previsto de 6000 dólares.

1.3. ALCANCE DEL PROYECTO

Diseñar una máquina y construir un sistema de enrollado que permita fabricar de forma automática resortes con alambre de acero SAE 1070 de diámetros 3.05 mm, 3.25 mm, 3.45 mm y 3.76 mm para bisagras tipo E-BPH-0 de la empresa VYMSA.

1.4. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Debido a la creciente competencia existente en el mercado actual, la empresa VYMSA sin quedarse atrás con el desarrollo tecnológico del país, desea implementar maquinaria automatizada con el fin de mejorar la calidad y la cantidad de su línea de productos. El diseño y la construcción del sistema de enrollado implica un nuevo desafío para la empresa, ya que se pretende ingeniar un sistema que este acorde con las necesidades que tiene la empresa, evitando de esta manera la obtención de maquinaria importada de alto costo que sobrepase las necesidades requeridas. En la tabla 1.1 se presentan las características que se requieren para los resortes BPH:

Tabla 1. 1 Especificaciones resortes BPH

TIPO DE RESORTE	ESQUEMA	DIAMETRO ALAMBRE	LONGITUD	No. DE ESPIRAS
DELGADO E - BPH - 01		$\varnothing=3.05\pm 0.05$	68±1	13.5
GRUESO E - BPH - 02		$\varnothing=3.25\pm 0.05$	72±1	12
SUPERGRUESO E - BPH - 03		$\varnothing=3.46\pm 0.05$	72±1	12
EXTRAGRUESO E - BPH - 04 / 05		$\varnothing=3.76\pm 0.05$	65±1	11

Para tener una idea concisa del principio de funcionamiento del presente proyecto, se presenta a continuación un esquema representativo en el cual se incluyen las partes principales que conforman la máquina.

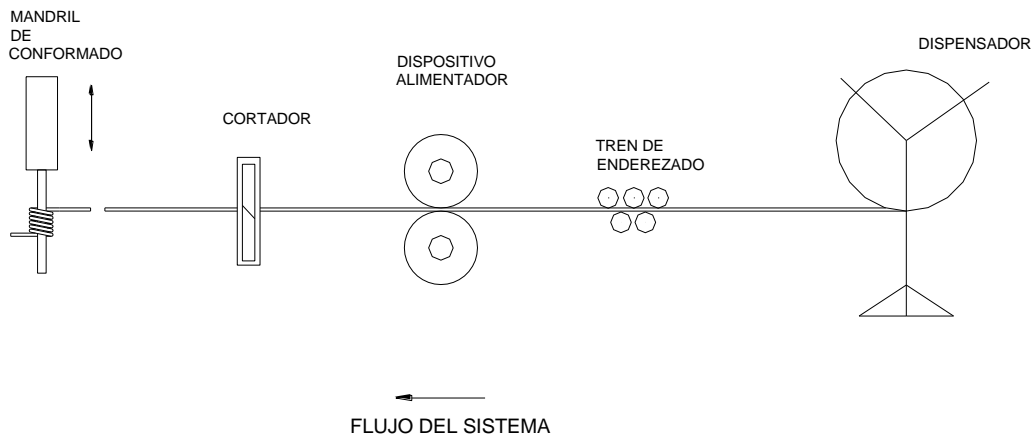


Figura 1. 1 Esquema de la conformación mecánica de resortes

A continuación, se detalla de manera breve y precisa los principios de funcionamiento de la presente máquina. El alambre, que se obtiene en bobinas, es conducido a través de rodillos metálicos que cumplen la función de enderezar al alambre. El mecanismo alimentador consiste en un par de rodillos de arrastre por fricción accionados por un motor eléctrico, éstos cumplen con la función de desenrollar el alambre de la bobina y de guiarlo a través del mecanismo de corte y hasta llegar al sistema de conformado mecánico del resorte. Una vez cortado el alambre se realiza el enrollado para conformar el resorte en el cilindro guía.

El proyecto es viable por las siguientes razones:

- Aumentará el volumen de producción de resortes para bisagras tipo E-BPH en la empresa VYMSA.
- La máquina estará adecuada a las necesidades de la empresa, por lo que, es económicamente más rentable que importar una máquina del exterior que cumpla con todas las características solicitadas.
- Disminuirá los tiempos de producción y la mano de obra puede ser utilizada para realizar algún otro tipo de proceso en la empresa.
- El constante desarrollo tecnológico mundial, nos obliga como Ingenieros Mecánicos, a llevar adelante nuestro país en la investigación de nuevas soluciones que permitan reducir costos de inversión.
- Permitirá demostrar los sólidos conocimientos adquiridos durante la carrera de Ingeniería Mecánica y quedará en un alto sitio el nombre de la Escuela Politécnica del Ejército.

CAPÍTULO 2

ESTUDIO DE RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESIÓN Y SU FABRICACIÓN

2.1. RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESIÓN

2.1.1. DEFINICIÓN

Como su nombre lo indica es un resorte que es fabricado para soportar cargas de compresión en sus extremos, los dos tipos principales son los de extremos sencillos, que posee un helicoide continuo y que en sus extremos son los mismos como si se le hubieran cortado en secciones; y los de extremos a escuadra o cerrados, a estos últimos también se los conoce como resortes con espira muerta, se los obtiene deformando los extremos hasta un ángulo de cero grados, algunos ejemplos de lo expuesto se puede apreciar mas adelante en el estudio de los tipos de resortes helicoidales de compresión . El acabado que se debe dar a los extremos de los resortes de compresión, facilitan una mejor transferencia de la carga.

El resorte helicoidal de compresión de uso más común, es aquel de diámetro de espiras constante, de paso constante y de alambre redondo. En la figura 2.1¹ se puede apreciar algunos diseños alternativos de resortes helicoidales de compresión, como son el cónico, de reloj de arena, de barril y el de paso variable.

La facilidad que presenta la fabricación de este tipo resortes helicoidales, es que se los puede enrollar tanto al izquierdo como a la derecha sin variar su estructura o función que desempeñen.

¹ NORTON, Robert. Diseño de maquinas. Fig. 13-2a

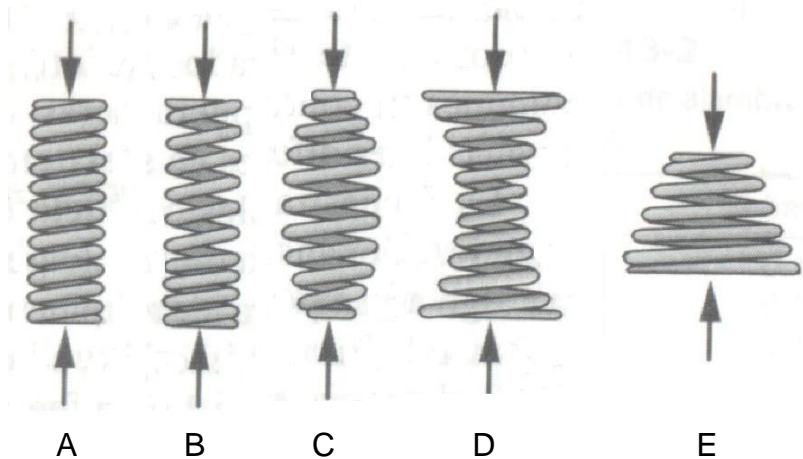


Figura 2. 1 Configuraciones de resorte: A) estándar-tasa constante, B) paso variable-tasa variable, C) barril, D) reloj de arena, E) cónico

2.1.2. DISEÑO

Al iniciar el presente análisis, se parte estableciendo los parámetros que intervendrán en el diseño del resorte helicoidal de compresión:

2.1.2.1. Materiales

En la fabricación de resortes, existen un número ilimitado de materiales y aleaciones para este propósito. Las características que se buscan en el material para resortes son: un elevado punto de fluencia y un módulo de elasticidad bajo, con el único fin de proporcionar al máximo el almacenamiento de energía.

Los materiales usados para la fabricación de resortes son:

- Aceros al carbono: SAE 1050, 1060, 1070, 1080, 1090.
- Aceros aleados: Aceros al silicio-manganeso, serie SAE 9200. Aceros al cromo-manganeso, serie SAE 5100. Aceros al cromo-vanadio, serie SAE 6100. Aceros al cromo-níquel-molibdeno, serie SAE 8600.

- Aceros inoxidables: Austeníticos: AISI 302, 304, 316. Martensítico: AISI 414, 420, 431.
- Aleaciones a base de cobre: Latón (70% cobre, 30% cinc). Bronce fosforoso (95% cobre, 5% estaño). Cobre al berilio (98% cobre, 2% berilio).
- Aleaciones a base de níquel: Monel (67% níquel, 30% cobre). Inconel (78% níquel, 14% cromo, 7% hierro). Duraniquel (98% níquel).

El alambre redondo es el material más utilizado para la fabricación de resortes, lo hay en una gran variedad de aleaciones y en una gama de tamaños, a continuación se muestran en la siguiente tabla algunos tipos de materiales con sus características:

Tabla 2. 1 Materiales comunes para alambre de resorte

Materiales comunes para alambre de resorte			
ASTM #	MATERIAL	SAE #	DESCRIPCION
A277	Alambre estirado en frío	1066	Alambre para resorte para uso general de menor costo. Para cargas estáticas pero no bueno para fatiga o impacto
A228	Alambre de piano	1085	Material muy tenaz de muy amplio uso para resortes de espiras pequeñas. Resistencia muy elevada a la tensión y a la fatiga de todos los alambres para resorte.
A229	Alambre revenido al aceite	1065	Acero para resorte de uso general. Menos costoso y disponible en tamaños mayores del alambre para piano. Adecuado para cargas estáticas pero no bueno para fatiga.
A230	Alambre revenido al aceite	1070	Calidad de resorte de válvula. Adecuada para carga de fatiga.
A232	Cromo Vanadio	6150	Acero para resorte de aleación de mayor popularidad. Adecuado para cargas de fatiga, impacto y de golpe.
A313	Acero inoxidable	30302	Adecuado para aplicaciones de fatiga
A401	Al cromo silicio	9254	Calidad de resorte de válvula: adecuada para cargas a la fatiga.

Las características mecánicas de algunos de los materiales comúnmente utilizados en la fabricación de resortes de torsión helicoidales se presentan a continuación en la figura 2.2².

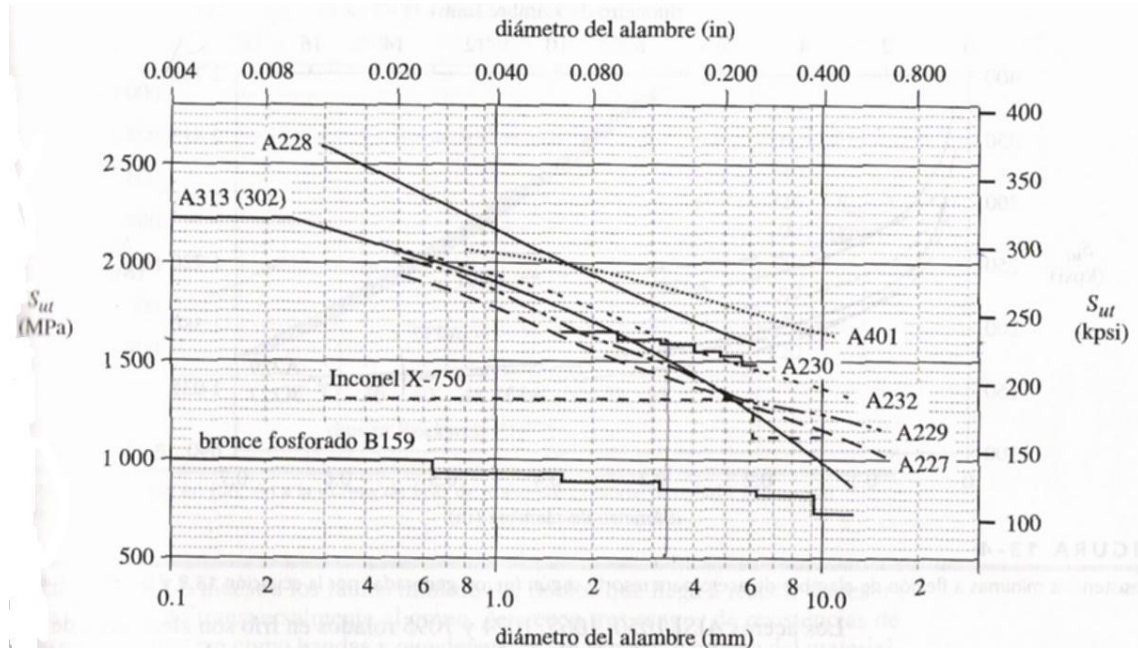


Figura 2. 2 Resistencias a tensión mínimas para alambres de resortes

2.1.2.2. Tipos

Los cuatro tipos de resortes helicoidales de compresión dependen únicamente de la forma de sus extremos, los cuales se adaptan a las distintas aplicaciones en las que se empleen, entre los cuales tenemos: a) de extremos simples, b) extremos simples rectificados, c) extremos cuadrados, y, d) extremos cuadrados rectificados.

² NORTON, Robert. Diseño de maquinas. Fig. 13-3

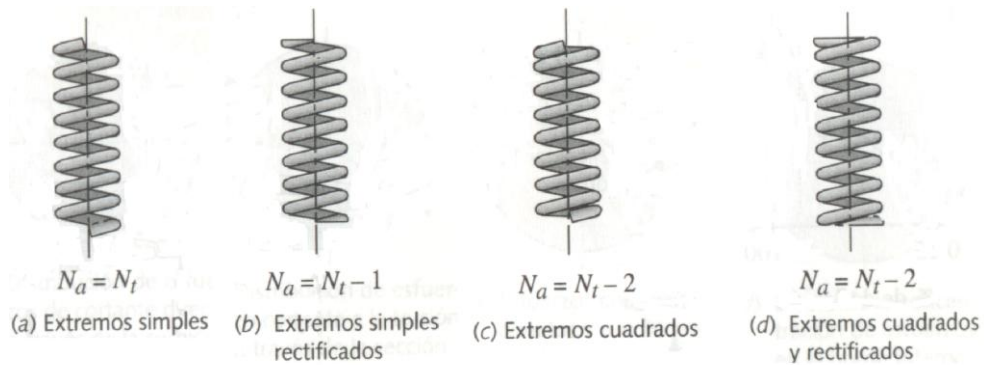


Figura 2.3 Tipos de extremos para resortes de compresión

2.1.2.3. Consideraciones técnicas

Los resortes que actualmente fabrica VYMSA para las bisagras de las puertas de hornos de las cocinas de MABE e INDURAMA, cumplen con los requisitos que previamente se los detallaron en el capítulo 1. A continuación se aplican estas consideraciones para determinar la longitud de alambre necesaria para fabricar los resortes evitando al máximo el desperdicio de materia.

El material que se emplea actualmente para la elaboración de resortes, es el alambre de acero SAE 1070, distribuido por IDEAL ALAMBREC. Este tipo de alambre es el de mayor disponibilidad en el mercado y cumple con las características que VYMSA requiere para su fabricación. Vale aclarar que el estudio se lo realizara en base al diámetro de 3.25 mm, ya que este resorte es el de mayor producción en la empresa y el que más defectos se presenta en la fabricación.

Para mayor comprensión, en la tabla 2.2 se presentan las especificaciones del resorte a ser fabricado:

Tabla 2. 2 Especificaciones técnicas del resorte E-BPH-02

TIPO DE RESORTE	ESQUEMA	DIAMETRO ALAMBRE	LONGITUD	No. DE ESPIRAS
GRUESO E - BPH - 02		Ø=3.25±0.05	72±1	12

Como la figura lo indica, el número de espiras resultante es 12, pero esto una vez que se ha realizado el esmerilado de los extremos, en el que se pierden la mitad de las espiras de los extremos. Por esta razón vale aclarar que el resorte antes de ser procesado posee 13 espiras, de las cuales 11 son activas y 2 pasivas.

Como se expresó anteriormente, lo que interesa, es conocer únicamente la longitud de alambre necesaria para la conformación del cuerpo de un resorte, para esto se aplica la expresión:

$$L = N \cdot \pi \cdot D_m \quad (2. 1)$$

Donde:

N: Numero total de espiras (activas + pasivas)

Dm: diámetro medio del resorte

El diámetro medio, se calcula con la siguiente expresión:

$$D_m = D_i + d$$

Donde Di y d son el diámetro interno del resorte y el diámetro del alambre respectivamente, especificados en la figura 2.4. De esta forma la longitud total de alambre necesaria para fabricar un resorte será:

³ GIECK Kart, Manual de fórmulas técnicas, Pág. Q8

$$L = 549.3 \text{ (mm)}$$

2.1.3. PROCESO DE CONFORMADO DE RESORTES

Existen diferentes tipos de conformado de resortes, y se han identificado a tres como los más utilizados en la producción nacional. Estos tipos son, por placas, con tornillo sinfín guía y con cilindro de conformado, dichos sistemas serán evaluados de manera detallada en el capítulo 3. A continuación se muestra los esquemas de cada uno de estos:

2.1.3.1. Sistema de conformado por placas

En este tipo de conformado tenemos dos placas las cuales tienen guías en sus extremos, las cuales dan el diámetro de la espira del resorte y al mismo tiempo permiten regular el paso entre espiras. En la figura 2.5 se encuentra el esquema de este sistema.

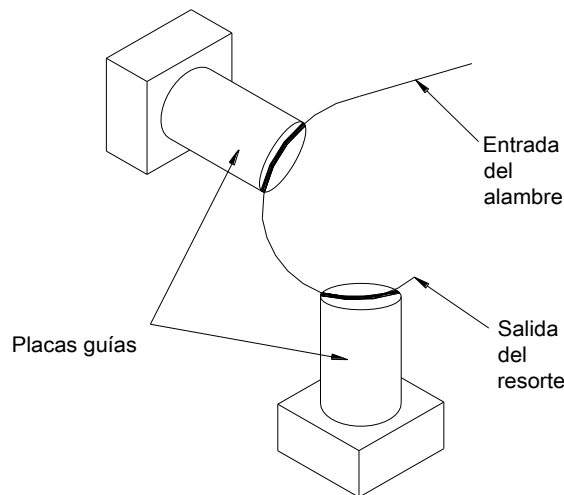


Figura 2. 4 Sistema de conformado por placas

2.1.3.2. Sistema de conformado por tornillo sin-fin guía

Este tipo de sistema es uno de los más utilizados debido a que el conformado es más preciso que en el anterior. El alambre se lo sujeta al cilindro conformador y cuando comienzan a girar los cilindros el alambre sigue la guía del tornillo sinfín y comienza a enrollarse en el cilindro conformador. Este sistema se encuentra representado en la figura 2.6.

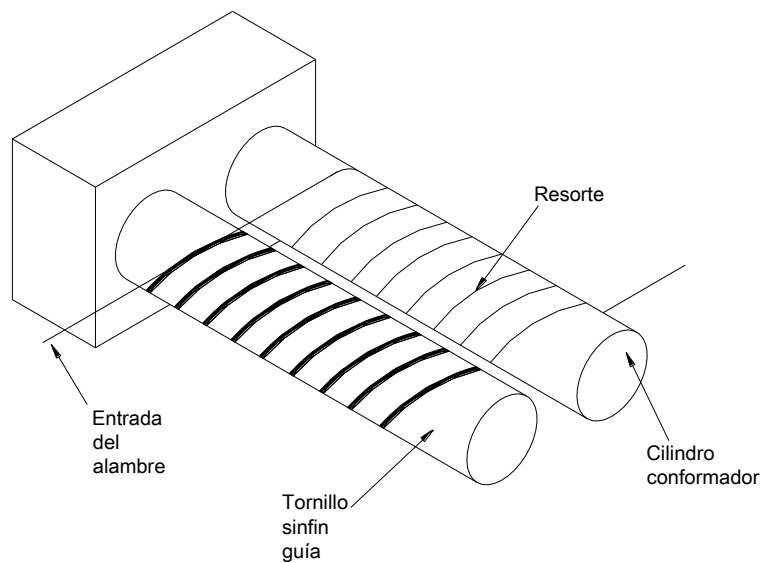


Figura 2. 5 Sistema de conformado por tornillo sin fin

2.1.3.3. Sistema de conformado con cilindro conformador

En este tipo de sistema el conformado de la espira depende del torque ejercido en la guía y el paso depende tanto de la velocidad de rotación como del desplazamiento rectilíneo de la guía, los cuales pueden ser controlados por una guía o un tornillo sinfín en la parte superior.

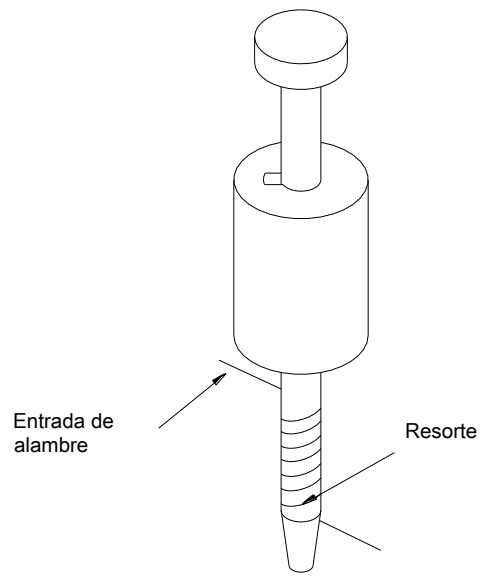


Figura 2. 6 Sistema de conformado por cilindro conformador

CAPÍTULO 3

ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE MÁQUINA

3.1. TIPOS DE MÁQUINAS PARA LA FABRICACIÓN DE RESORTES

En el mercado actual se encuentran distintos tipos de maquinaria para la fabricación de resortes, en el Ecuador sin embargo, gran parte de la producción es realizada por maquinaria manual y semiautomática. Este constituye el caso actual de la empresa, ya que, recientemente se incorporaron motores a las máquinas manuales para mejorar su producción. El propósito de esta sección es la de conocer los distintos avances tecnológicos en este tipo de maquinaria para determinar los fundamentos básicos de su funcionamiento y así seleccionar los sistemas más adecuados para nuestra situación.

Actualmente los sistemas CNC son los más utilizados en países potenciales, las maquinarias taiwanesas, italianas, japonesas y alemanas son las más apetecidas por los consumidores. Sin embargo todavía se fabrican máquinas cuyo sistema de control es eléctrico, en lugar de computarizado, todo esto depende de los requerimientos de cada una de las industrias, tales como, cantidad, diámetro del alambre y precisión.

VYMSA, como se explicó anteriormente, es una industria en donde se produce distintos tipos de productos, entre ellos, los resortes requeridos para las bisagras. Es por esto que no sería recomendable la adquisición de maquinaria extranjera para este propósito debido a la gran inversión que se debería realizar, mientras que el proyecto permite la construcción de una máquina sujeta a las necesidades básicas. Las figuras que se encuentran a continuación constituyen, en su gran mayoría máquinas de alto rendimiento y que permiten la fabricación de distintas variedades de resorte, sin embargo forman parte de este estudio, ya que, algunos de sus principios de funcionamiento son válidos para la máquina que se diseñará.

- Máquina MTS⁴ para la fabricación de resortes helicoidales de compresión

CARACTERÍSTICAS	
φ máx alambre	4.0 mm
Capacidad (res/min)	25-154
Tipo de resorte	compresión torsión
φ máx resorte	40 mm
Long. máx	290 mm
Paso	Variable
Costo aprox.	27000 usd



- Máquina ITAYA⁵ para la fabricación de resortes helicoidales de compresión.

CARACTERÍSTICAS	
φ máx alambre	3.0 mm
Capacidad (res/min)	20-110
Tipo de resorte	Compresión
φ máx resorte	24 mm
Long. máx	180 mm
Paso	Variable
Costo aprox.	22000 usd



⁴ <http://www.mts.com/torsionspring.html>

⁵ <http://www.itaya.com>.

- Maquinas BOBBIO⁶ para la fabricación de todo tipo de resortes

CARACTERÍSTICAS	
φ máx alambre	5.5 mm
Capacidad (res/min)	20-350
Tipo de resorte	Compresión Torsión
φ máx resorte	60 mm
Long. máx	350 mm
Paso	Variable
Costo aprox.	35000 usd



- Máquina BRISTOL⁷ para la fabricación de resortes helicoidales de compresión.

CARACTERÍSTICAS	
φ máx alambre	2.0 mm
Capacidad (res/min)	25-90
Tipo de resorte	Compresión
φ máx resorte	35 mm
Long. máx	120 mm
Paso	Variable
Costo aprox.	20000 usd

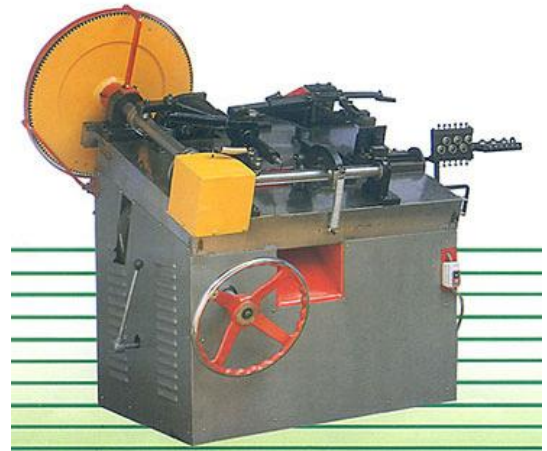


⁶ <http://www.bobbio.it>

⁷ <http://www.bristolspring.com/torsionspring.html>

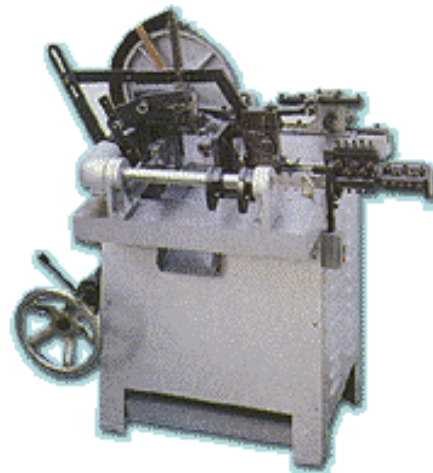
- Máquina CHIN YN CHANG MACHINERY⁸ para la fabricación de resortes helicoidales de y compresión.

CARACTERÍSTICAS	
φ máx alambre	3.0 mm
Capacidad (res/min)	10-30
Tipo de resorte	Compresión
φ máx resorte	15 mm
Long. máx	30 mm
Paso	Variable
Costo aprox.	15000 usd



- Máquina BUILDWELL⁹ para fabricación de resortes helicoidales de compresión

CARACTERÍSTICAS	
φ máx alambre	2.5 mm
Capacidad (res/min)	10-25
Tipo de resorte	Compresión
φ máx resorte	20 mm
Long. máx	25 mm
Paso	Variable
Costo aprox.	14000 usd



⁸ <http://www.chinyn.com.tw>

⁹ <http://www.buildwell.com.tw>

3.2. ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN

3.2.1. REQUISITOS DE LA MÁQUINA

Una máquina para hacer resortes, como toda maquinaria industrial debe cumplir con características distintas que le permitan tener un funcionamiento óptimo, tanto en la fabricación como en sus cualidades relacionadas con el medio donde se va a operar y sin dejar de lado el factor económico. Para esto se han determinado parámetros que deben tenerse en cuenta para la selección de diferentes alternativas de los subsistemas de la máquina. Estos parámetros serán luego evaluados para escoger los sistemas más convenientes para las necesidades de la empresa.

Los parámetros a evaluar serán los siguientes:

10. Eficiencia
11. Vida útil
12. Tamaño
13. Peso
14. Facilidad de construcción
15. Facilidad de operación
16. Facilidad de mantenimiento
17. Facilidad de montaje y desmontaje
18. Disponibilidad de materiales

Los requisitos que se muestran arriba serán evaluados en la sección siguiente, previamente se realizará una lista de ventajas y desventajas de cada uno de los sistemas para facilitar la evaluación.

3.2.2. SELECCIÓN DEL TIPO DE MÁQUINA

La selección del tipo de máquina se la realizará dividiéndola en los subsistemas principales. La evaluación de las alternativas se las presenta en cuadros, en los cuales se consideran las siguientes variables:

X = coeficiente comparativo técnico

Y = coeficiente comparativo del costo de fabricación

S = coeficiente comparativo total

El coeficiente comparativo técnico (X) se lo determina a partir de la fórmula siguiente y corresponde al 60% del coeficiente comparativo total:

$$X = \frac{Z}{Z_i} \leq 1 \quad (3.1)$$

En donde:

Z es la suma de los puntajes técnicos de cada alternativa y Zi es la suma de los puntajes técnicos de la alternativa ideal

El coeficiente comparativo del costo de fabricación (Y) se lo determina a partir de la expresión 3.2 y constituye el 40% del coeficiente comparativo total:

$$Y = \frac{K}{K_i} \geq 1 \quad (3.2)$$

En donde:

K es el puntaje dado al costo de fabricación estimado para cada alternativa y Ki es el puntaje dado al costo de fabricación de la alternativa ideal

El coeficiente comparativo total (S) dirá cual es la alternativa seleccionada, y será aquella cuyo valor sea el más cercano a 1.

$$S = X + Y \leq 1 \quad (3.3)$$

3.2.2.1. Sistema de alimentación del alambre

Este sistema se refiere al mecanismo que se va a utilizar para poder desplazar el alambre desde la bobina hasta el mecanismo conformador de resortes. Se Consideran para dicho propósito dos alternativas:

- por rodillos giratorios
- por cono transportador

Alternativa 1: Alimentación por rodillos giratorios

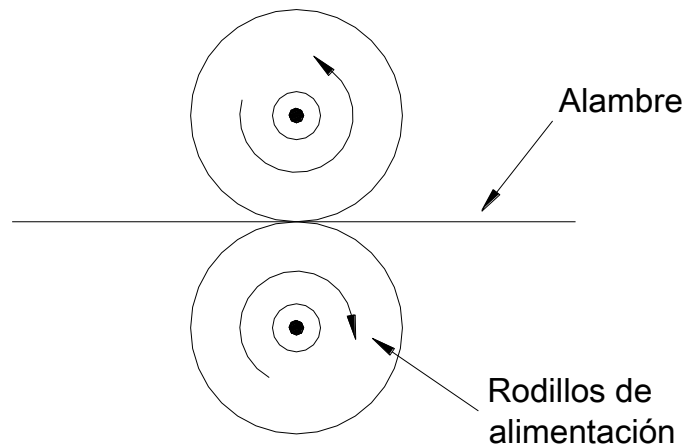


Figura 3.1 Sistema de alimentación por rodillos

En este sistema se utiliza la fuerza de fricción existente entre los rodillos y el alambre para desplazarlo. Uno de los rodillos es el cilindro motriz y el otro puede variar su altura para distintos diámetros de alambre.

Ventajas:

- Facilidad de diseño
- Facilidad de construcción
- Mejor adaptación para fabricación de distintas longitudes de resortes
- Nivel de mantenimiento bajo

Desventajas:

- Alto desgaste de las superficies de los rodillos

Alternativa 2: Alimentación por cono transportador

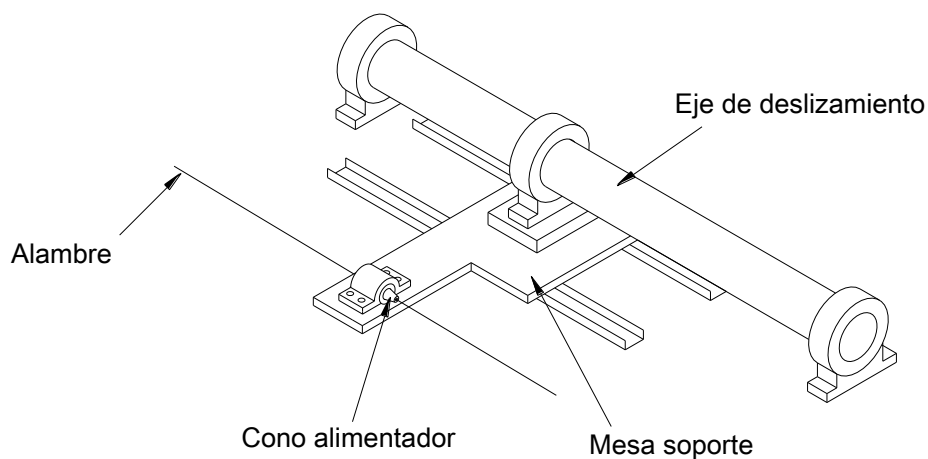


Figura 3. 2 Sistema de alimentación por cono transportador

Este sistema se constituye de un pequeño dispositivo llamado cono transportador, el cual posee rulimanes y un resorte en su interior, de tal manera que al momento de halar el alambre, el resorte empuja a los rulimanes y los presiona contra el alambre y al volver los rulimanes se aflojan y permiten que el cono se deslice libremente sobre el alambre para iniciar un nuevo ciclo de alimentación.

La mesa está sujeta a un eje que impide movimientos laterales y por tanto evita que el alambre se deforme. En la parte inferior existe un cilindro neumático el cual mueve a toda la mesa de atrás hacia adelante.

Ventajas:

- Mejor control de la longitud del alambre a conformar
- Permite regular entrada de diferentes diámetros de alambre

Desventajas:

- Dificultad para adaptar otras longitudes de alambre
- Nivel de mantenimiento medio-alto
- Elevado grado de dificultad en la construcción del cono

En la tabla 3.1 se presenta el resultado de la evaluación del subsistema de alimentación:

Tabla 3. 1 Matriz de selección del sistema de alimentación

N	Criterios de selección	Alternativa 1	Alternativa 2	Ideal
1	Eficiencia	9	6.5	10
2	Vida útil	8	8	10
3	Tamaño	9	6	10
4	Peso	9	9	10
5	Facilidad de construcción	10	7	10
6	Facilidad de operación	9	9	10
7	Facilidad de mantenimiento	10	7	10
8	Facilidad de montaje/desmontaje	7	9	10
9	Disponibilidad de materiales	10	8	10
	Suma (Z)	81	69.5	90
	Coeficiente técnico (X)	0.54	0.46	1
	Costo (K)	0.7	0.6	1
	Coeficiente de fabricación (Y)	0.28	0.24	1
	Coeficiente comparativo total (S)	0.82	0.70	1

El coeficiente comparativo nos indica que la alternativa más adecuada es la N°1, es decir la de alimentación por rodillos giratorios.

3.2.2.2. Sistema de corte

El sistema de corte se encuentra relacionado con el método que se utilizará para el corte del alambre. Debido a que nuestro proyecto tiene que ver con una máquina automática, desechamos el corte manual y consideramos las siguientes dos alternativas:

- Mecanismo biela-manivela
- Actuador hidráulico (pistón)

Alternativa 1: Mecanismo biela-manivela

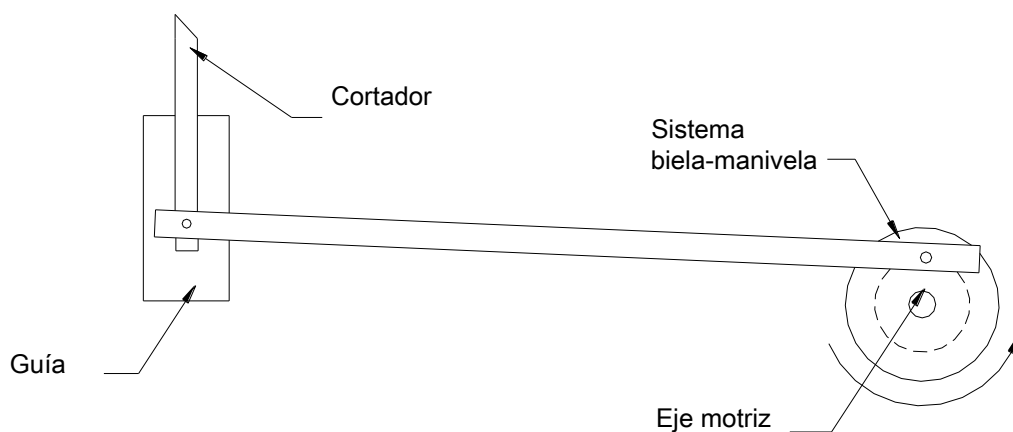


Figura 3. 3 Sistema de corte por mecanismo biela-manivela

Este sistema es muy similar al sistema biela-manivela de los autos, como se detalla en la figura, se encuentra adaptado al cilindro cortador. El cilindro se desplaza dentro de una guía para evitar deslizamientos laterales. La manivela se encuentra adaptada directamente al eje motriz.

Ventajas:

- Vida útil larga
- Bajo nivel de mantenimiento

Desventajas:

- Excesivo tamaño y peso
- Dificultad de controlar velocidad de corte

Alternativa 2: Actuador hidráulico (pistón)

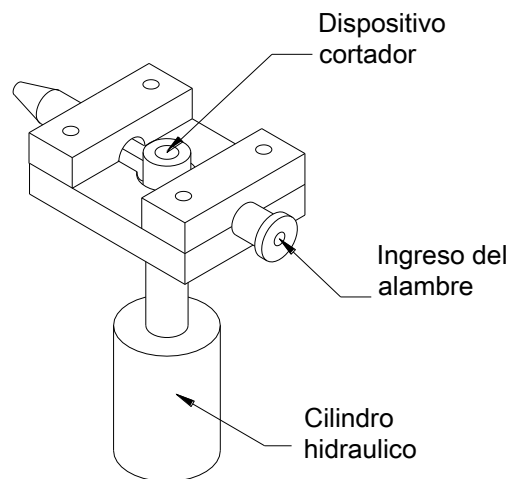


Figura 3. 4 Sistema de corte con actuador hidráulico

Este sistema realiza el corte de la misma forma que el sistema anteriormente descrito, pero fluido hidráulico para alimentar al actuador, el cual recibirá la entrada de fluido cada vez que necesite realizar el corte del alambre. Cabe resaltar que para controlar este sistema se necesitará una válvula solenoide.

Ventajas:

- Facilidad de adaptación para un control automático
- Espacio reducido de operación

- Rapidez de operación
- Mayor fuerza de corte del alambre

Desventajas:

- Vida útil media-baja
- Nivel de mantenimiento medio

En la tabla 3.2 se presenta el resultado de la evaluación del subsistema de corte:

Tabla 3. 2 Matriz de selección del sistema de corte

N	Criterios de selección	Alternativa 1	Alternativa 2	Ideal
1	Eficiencia	7	10	10
2	Vida útil	9	8	10
3	Tamaño	5	10	10
4	Peso	5	10	10
5	Facilidad de construcción	5	10	10
6	Facilidad de operación	7	10	10
7	Facilidad de mantenimiento	8	9	10
8	Facilidad de montaje/desmontaje	7	9	10
9	Disponibilidad de materiales	9	9	10
	Suma (Z)	62	85	90
	Coficiente técnico (X)	0.41	0.57	1
	Costo (K)	0.8	0.6	1
	Coficiente de fabricación (Y)	0.32	0.24	1
	Coficiente comparativo total (S)	0.73	0.81	1

El coeficiente comparativo total nos indica que la alternativa más adecuada es la N°2, es decir el sistema de corte con cilindro hidráulico es el indicado para llevar acabo la acción de corte

3.2.2.3. Sistema de transmisión de potencia

El sistema de transmisión de potencia está relacionado con el mecanismo que se utilizará para mover los rodillos alimentadores previamente seleccionados. Las alternativas más conocidas son:

- por banda y poleas
- por cadena y catalinas
- por engranajes

Alternativa 1: Por banda y poleas

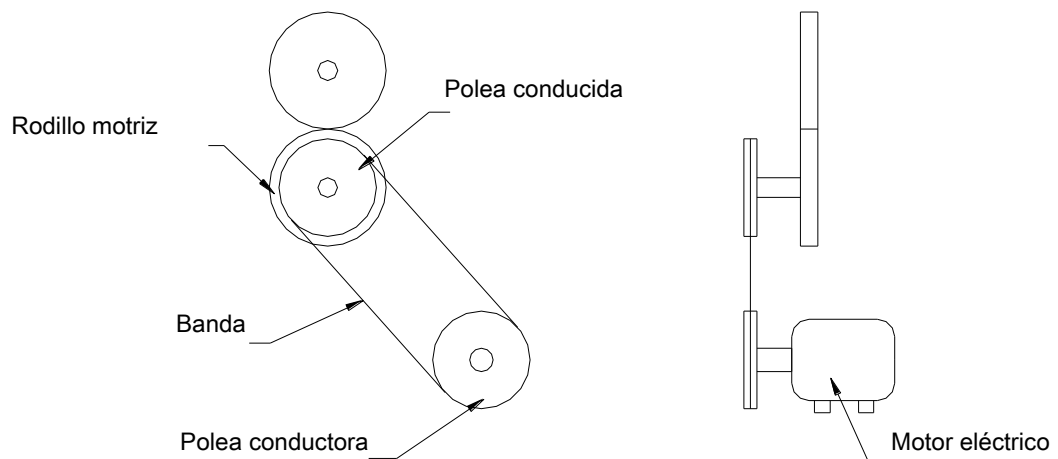


Figura 3. 5 Sistema de transmisión por banda y poleas

Ventajas:

- Facilidad de montaje y desmontaje
- Facilidad de mantenimiento
- Bajo costo

Desventajas:

- Disminuida eficiencia al transmitir torques a bajas velocidades
- Baja vida útil
- Necesidad de un sistema para ajustar la banda
- No permite paradas y arranques precisos

Alternativa 2: Por cadena y catalinas

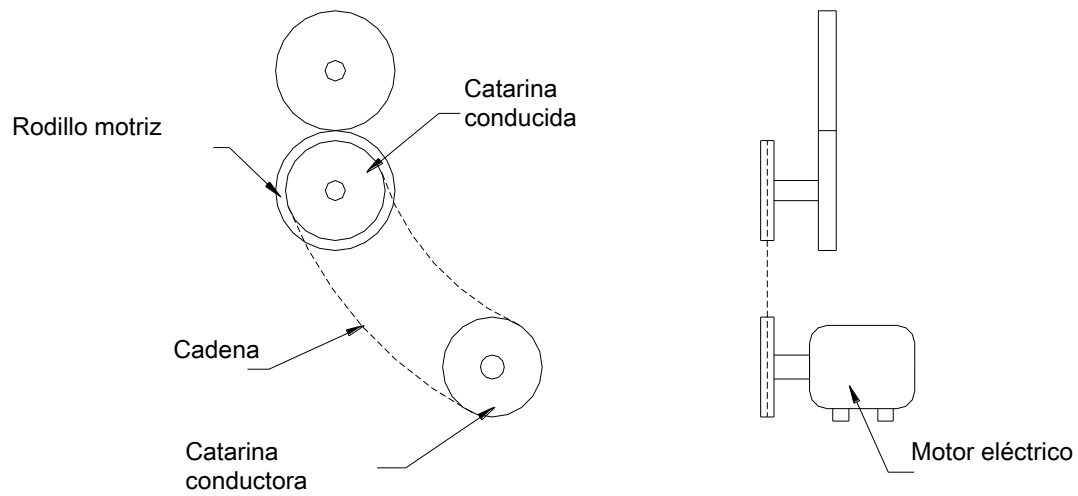


Figura 3. 6 Sistema de transmisión por cadena y catalinas

Ventajas:

- Elevado torque a bajas velocidades
- Facilidad de instalación
- Vida útil relativamente larga
- Facilidad de mantenimiento
- Permite arranques y paradas precisos

Desventajas:

- Nivel de ruido medio-alto

Alternativa 3: Por engranajes

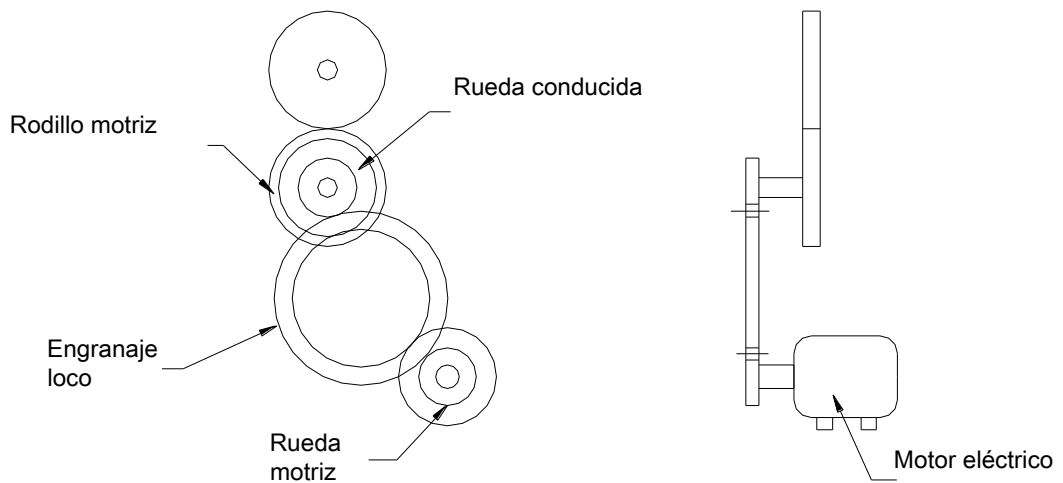


Figura 3.7 Sistema de transmisión por engranajes

Ventajas:

- Mayor eficiencia en la transmisión de potencia
- Elevada capacidad de transmisión de potencia

Desventajas:

- Elevado costo
- Mayor tamaño y peso
- Necesidad de un subsistema adicional para lubricación
- Mayor complejidad en el diseño y construcción

En el siguiente cuadro se evalúan las tres alternativas y se selecciona la más idónea:

Tabla 3. 3 Matriz de selección del sistema de transmisión de potencia

N	Criterios de selección	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Ideal
1	Eficiencia	6	9	10	10
2	Vida útil	6	8	7	10
3	Tamaño	8	8	6	10
4	Peso	9	9	8	10
5	Facilidad de construcción	7	9	6	10
6	Facilidad de operación	9	9	9	10
7	Facilidad de mantenimiento	9	9	7	10
8	Facilidad de montaje/desmontaje	9	9	7	10
9	Disponibilidad de materiales	9	9	5	10
	Suma (Z)	72	79	65	90
	Coefficiente técnico (X)	0.48	0.53	0.43	1
	Costo (K)	0.8	0.8	0.3	1
	Coefficiente de fabricación (Y)	0.32	0.32	0.12	1
	Coefficiente comparativo total (S)	0.80	0.85	0.55	1

El coeficiente comparativo total del sistema de transmisión de potencia por cadena es el más cercano al ideal, por lo tanto se seleccionará este método.

3.2.2.4. Sistema de conformado de los resortes

Como se mencionó anteriormente en la sección 2.1.3, se toman como referencia las tres alternativas expuestas para realizar el análisis respectivo; dichas alternativas son:

- conformado por placas
- con tornillo sinfín guía
- con cilindro de conformado.

Alternativa 1: Sistema de conformado por placas

Este tipo de conformado consta de dos placas, las cuales poseen guías en sus extremos y están encargadas de dar el diámetro de la espira del resorte y al mismo tiempo regula el paso entre espiras. En la figura 2.5 se encuentra el esquema de dicho sistema de conformado.

Ventajas:

- Grado de dificultad de fabricación medio
- Costo bajo

Desventajas:

- Estrecho nivel de tolerancia
- Elementos sometidos a desgaste excesivo
- No presenta facilidad para el conformado de los extremos de forma automática

Alternativa 2: Sistema de conformado por tornillo sinfín guía

Este sistema es uno de los más utilizados debido a que el conformado es más preciso que en el anterior. El alambre se lo sujeta al cilindro conformador y cuando comienzan a girar los cilindros el alambre sigue la guía del tornillo sinfín y comienza a enrollarse en el cilindro conformador. Dicho sistema se encuentra representado en la figura 2.6.

Ventajas:

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

Desventajas:

- Bajo nivel de producción
- Elevado costo de fabricación.
- Dificultad media en el conformado de los extremos

Alternativa 3: Sistema con cilindro conformador

En este sistema, el conformado de la espira depende del torque ejercido en la guía y el paso del resorte depende tanto de la velocidad de rotación como del desplazamiento rectilíneo vertical u horizontal de la guía, los cuales pueden

ser controlados por un subsistema de leva en su parte superior o de un tornillo sinfín en la parte interior. El sistema está representado en la figura 2.7.

Ventajas:

- Fácil mantenimiento
- Elevado nivel de producción
- Rapidez en el conformado
- Facilidad en el conformado de extremos

Desventajas:

- Costo medio
- Dimensiones de construcción elevadas

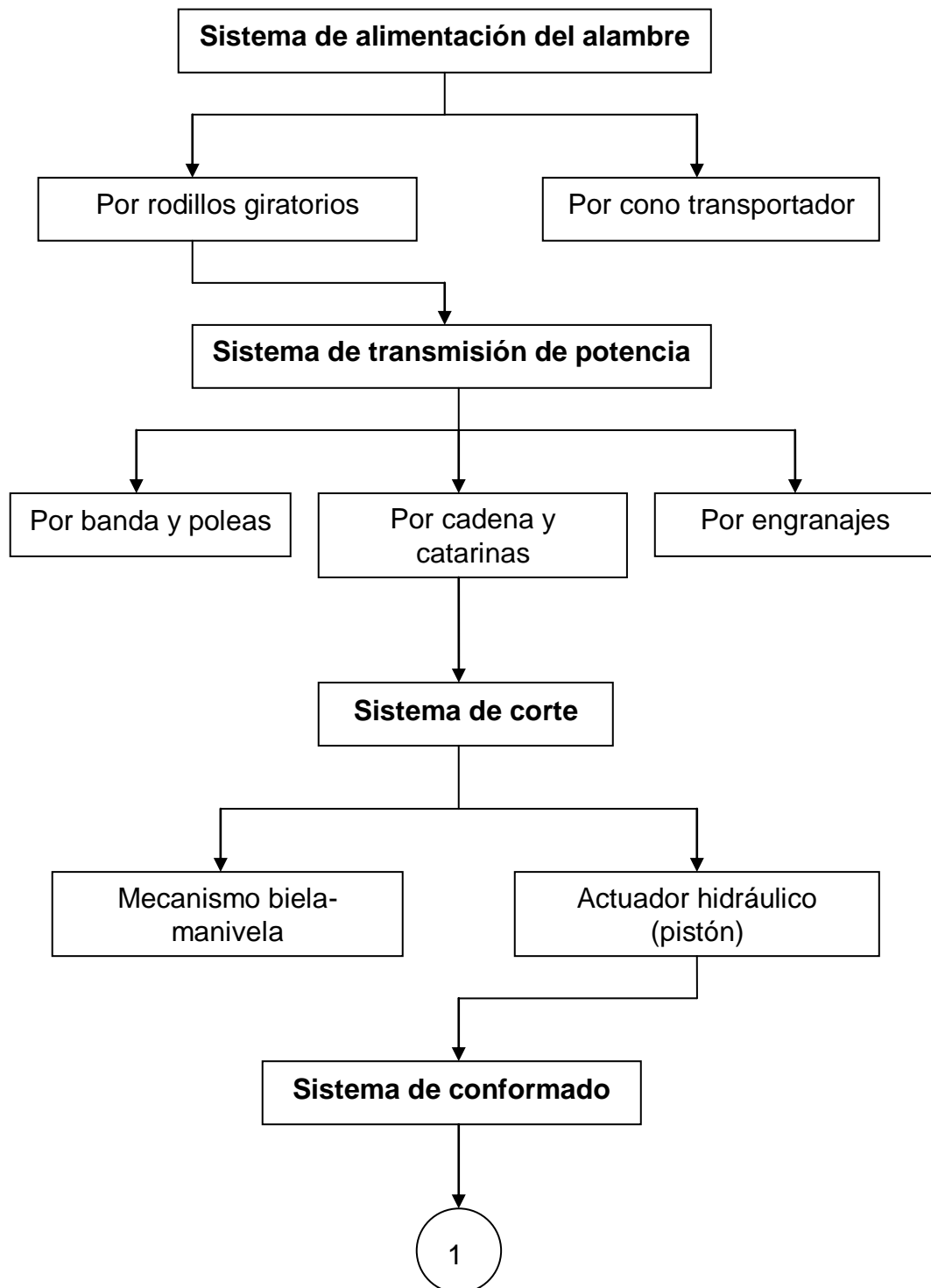
A continuación se exponen las tres alternativas a evaluación para determinar el sistema más adecuado:

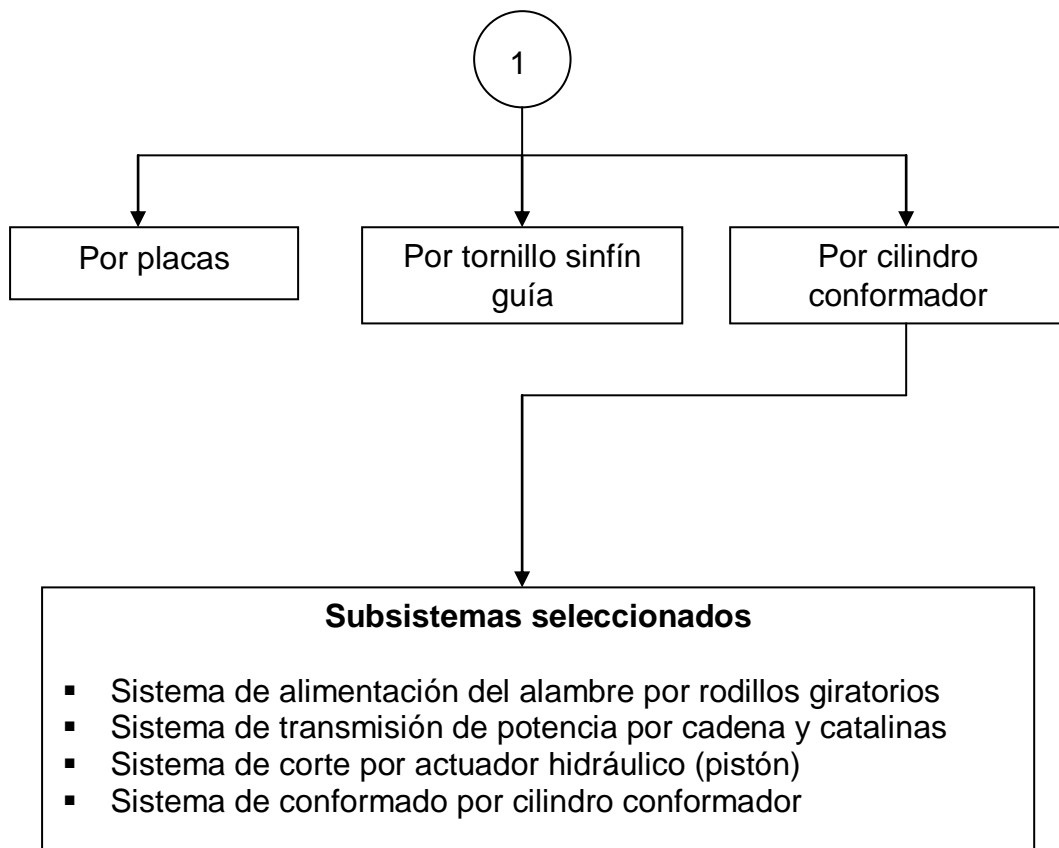
Tabla 3. 4 Matriz de selección del sistema de conformado

N	Criterios de selección	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Ideal
1	Eficiencia	6	8	10	10
2	Vida útil	7	7	8	10
3	Tamaño	9	8	9	10
4	Peso	9	7	9	10
5	Facilidad de construcción	6	6	10	10
6	Facilidad de operación	6	7	9	10
7	Facilidad de mantenimiento	7	7	9	10
8	Facilidad de montaje/desmontaje	8	8	10	10
9	Disponibilidad de materiales	9	9	10	10
	Suma (Z)	67	67	84	90
	Coeficiente técnico (X)	0.45	0.45	0.56	1
	Costo (K)	0.8	0.6	0.8	1
	Coeficiente de fabricación (Y)	0.32	0.24	0.32	1
	Coeficiente comparativo total (S)	0.77	0.69	0.88	1

El sistema más adecuado para nuestro propósito es el de cilindro conformador, dicho sistema es muy solvente para nuestro diseño, ya que, permite realizar el corte automático de manera más sencilla.

3.3. RESUMEN DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS





CAPITULO 4

DISEÑO DE LA MÁQUINA DE RESORTES

4.1. CÁLCULO DE FUERZAS

El diseño de los distintos sistemas presentes en la máquina depende directamente de las fuerzas a las cuales se debe someter el alambre para poder obtener los resultados requeridos. Las fuerzas necesarias para cortar como para enrollar el alambre son las principales, por esta razón se realizó un estudio minucioso de los efectos físicos presentes en ambas situaciones y así poder obtener valores más cercanos a la realidad.

4.1.1. FUERZA PARA EL CONFORMADO DE LOS RESORTES

Para determinar la fuerza necesaria para el conformado del resorte, es primordial considerar las siguientes hipótesis:

- El material a ser conformado para los resortes, se lo considera como elasto-plástico, el mismo que consta de un punto de fluencia claramente definido, del cual la deformación es casi nula a pesar que sigan aumentando las tensiones. La curva correspondiente a este tipo de material se la encuentra en la figura 4.1.

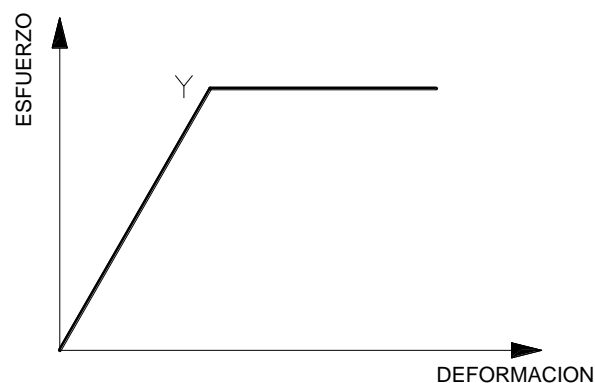


Figura 4. 1 Curva esfuerzo – deformación de un material elasto-plástico

- La deformación del material se lleva a cabo en la zona plástica del material. Con fines de explicar esta hipótesis se parte de una viga empotrada, la que se presenta en la figura 4.2 y representa a la sección del alambre antes de comenzar a deformarse para empezar a formar el resorte.

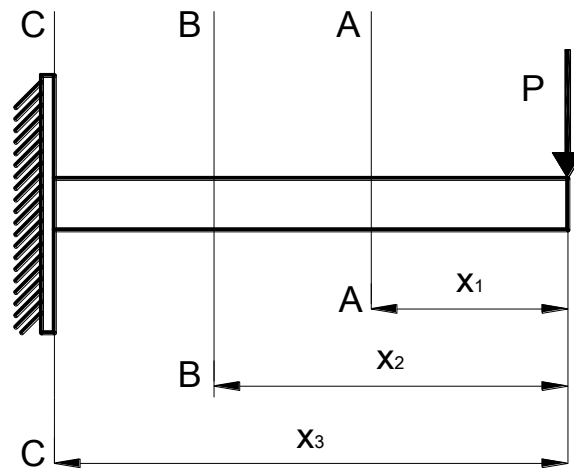


Figura 4. 2 Viga empotrada

Analizando la sección A-A, se determina que el momento es: $M_A = P \cdot x_1$, para esta sección, la distribución de tensiones internas corresponde a la figura 4.3; en este caso la distribución es lineal y el momento adquiere el nombre momento de fluencia (M_f).

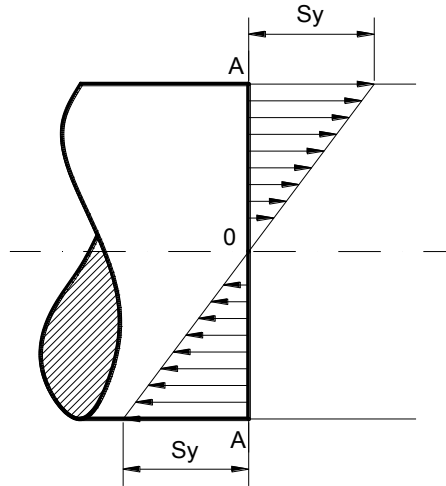


Figura 4. 3 Distribución interna de tensiones en la sección A-A

En la sección B-B el momento está dado por la expresión: $M_B = P \cdot x_2$ y la distribución de tensiones se encuentra en la figura 4.4 En esta figura se puede mostrar que parte de la sección se encuentra en fluencia.

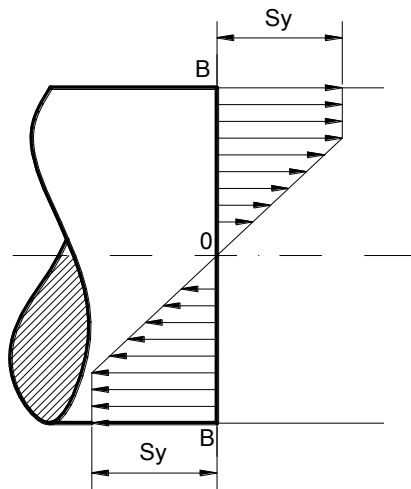


Figura 4. 4 Distribución interna de tensiones en la sección B-B

En la sección C-C el momento está expresado por: $M_C = P \cdot x_3$ y se lo denomina momento límite (M_l), el gráfico de distribución de tensiones para esta sección se encuentra en la figura 4.5. Donde se observa que toda la sección se está en fluencia lo cual indica que se encuentra en la zona plástica del material.

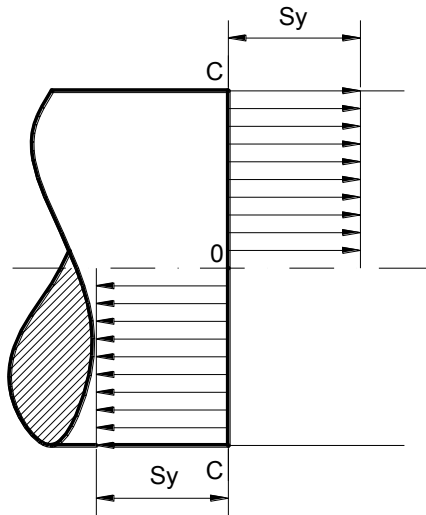


Figura 4. 5 Distribución interna de tensiones en la sección C-C

A continuación se procede a la determinación del momento límite, para este estudio se utilizará la distribución de tensiones más general la cual corresponde a la sección B-B.

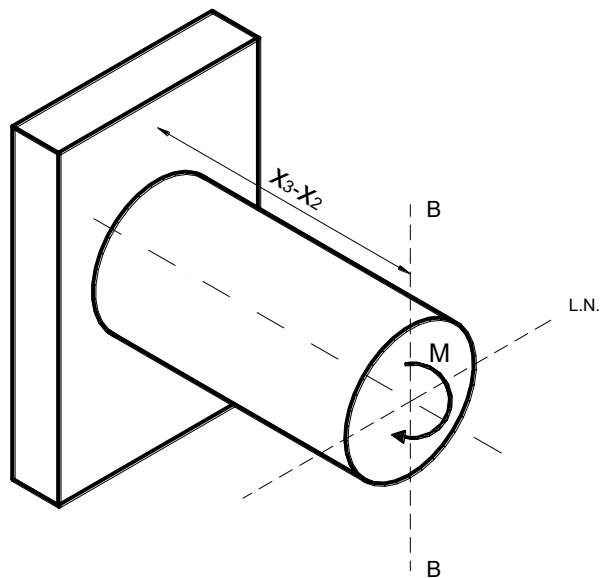


Figura 4. 6 Diagrama de cuerpo libre del alambre sección B-B

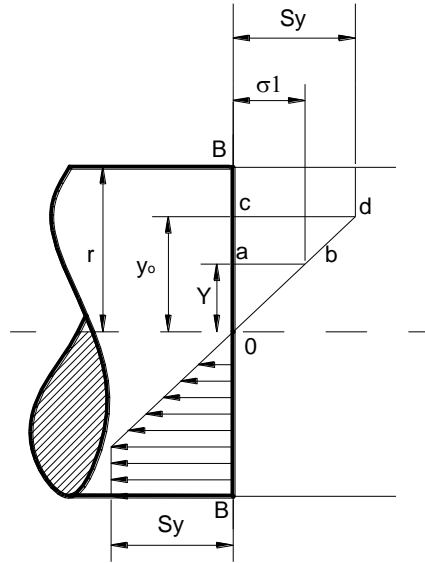


Figura 4. 7 Distribución interna de tensiones para el alambre sección B-B

Para obtener un diferencial de área se tiene:

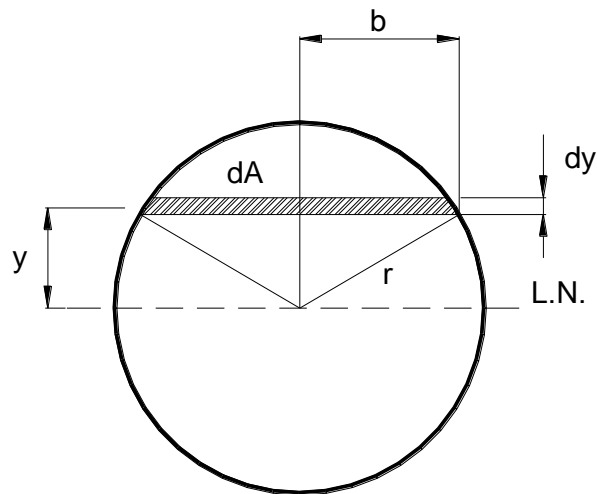


Figura 4. 8 Sección del alambre con su diferencial de área

$$b = \sqrt{r^2 - y^2}$$

$$dA = 2 \cdot b \cdot dy$$

En donde b es la mitad de la cuerda formada por el diferencial de área, y que se expresa en función de su ubicación y el radio.

$$Q = A_c \cdot y_c$$

En donde:

Q Momento estático de primer orden.

A_c Mitad del área de la sección.

y_c Altura entre la línea neutra y el centroide de A_c .

La obtención del momento estático de primer orden (Q), se lo hace mediante el diferencial de área que tomamos de referencia, la ubicación de dicha área con referencia desde la línea neutra y se expresa de la siguiente manera como la integral del diferencial del área:

$$Q = \int y \, dA$$

$$Q = \int_y^r 2 \cdot y \cdot \sqrt{r^2 - y^2} \, dy$$

El resultado de la integral anterior nos da como resultado el momento estático de primer orden de una sección circular en función de la ubicación de la porción de área que se desee obtener y es el siguiente:

$$Q = \frac{2}{3} \cdot (r^2 - y^2)^{\frac{2}{3}} \tag{4. 1}$$

Para obtener el momento estático de primer orden máximo presente en dicha sección, se tiene que $y = 0$, de donde proviene la siguiente expresión:

$$Q = \frac{2}{3} \cdot r^3 \quad (4.2)$$

Ahora se realizará un breve análisis de las fuerzas presentes en dicha sección, con la finalidad de obtener una expresión para el momento necesario para realizar el enrollado del alambre. A partir de la fórmula del esfuerzo se tiene:

$$F = S_y \cdot A_c \quad (4.3)$$

Como se expresó anteriormente del momento límite, en el presente caso se lo expresa de la siguiente manera:

$$M = F \cdot 2 \cdot y \quad (4.4)$$

Reemplazando la ecuación 4.3 en 4.4 se obtiene:

$$M = 2 \cdot y \cdot A_c \cdot S_y$$

$$M = 2 \cdot Q \cdot S_y$$

Reemplazando la expresión (4.2), obtenida para el momento estático de primer orden, en la expresión anterior se obtiene el momento límite para dicha sección:

$$M = \frac{d^3 \cdot S_y}{6} \quad (4.5)$$

Considerando el alambre SAE 1070 con $S_y=1280$ [MPa] y el diámetro máximo de 3.76 [mm] se obtiene:

$$M = 8845 \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$$

El momento límite determinado anteriormente será el necesario para poder deformar al alambre y en consecuencia permita conformar el resorte.

4.1.2. FUERZA PARA EL CORTE DEL ALAMBRE

La fuerza de corte del alambre es fundamental para seleccionar el dispositivo más adecuado para realizar el corte, además de que constituye un subproceso de mucha precisión, ya que la exactitud de la longitud del alambre para hacer el resorte dependerá directamente de la frecuencia con la que se realice el corte.

Debido a la poca información existente sobre este tipo de proceso, se procedió a realizar un ensayo de corte puro en el laboratorio de Mecánica de Materiales de la ESPE. Para este ensayo se utilizó el diámetro mayor de alambre para asegurar de que se puedan cortar todos los demás tipos.

Al no existir la posibilidad de realizar un ensayo de impacto, que es lo que en la realidad sucederá, se hará un ensayo aplicando carga estática gradualmente hasta conseguir la rotura del alambre. Este dato será un valor mayor al necesario por tanto dará un buen margen de seguridad para la selección del dispositivo cortador.

En la figura 4.9 se detallan las partes que conforman el dispositivo de prueba con el alambre a ser cortado.

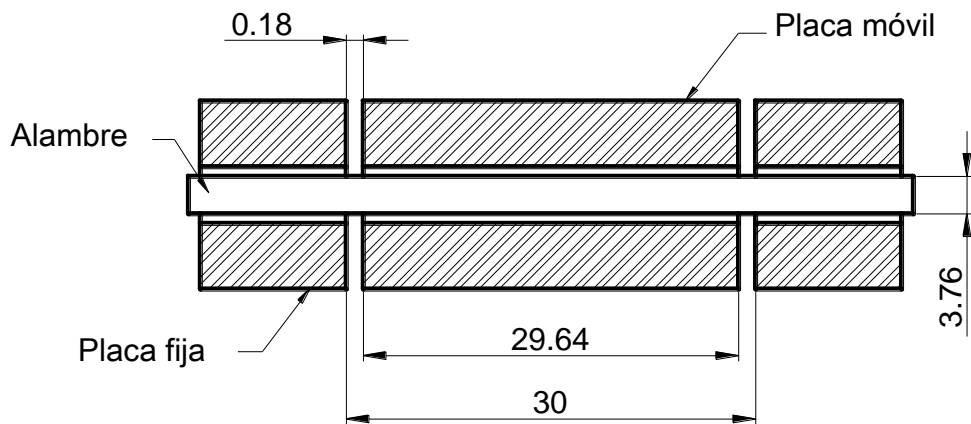


Figura 4. 9 Dispositivo para ensayo de cortante puro en alambre

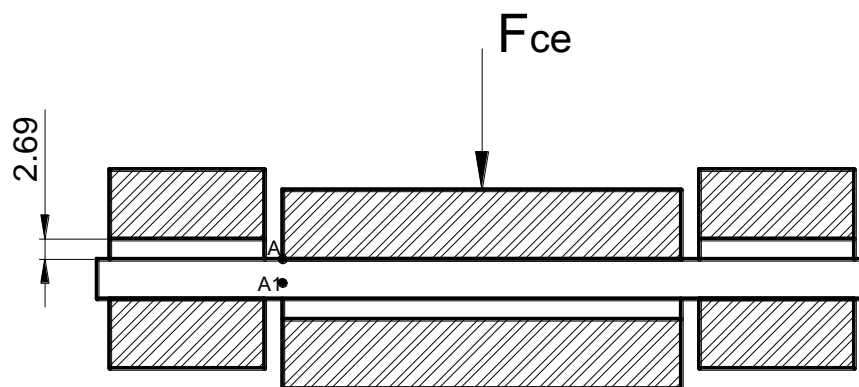


Figura 4. 10 Carga estática actuante sobre el dispositivo de corte

Como se muestra en las figuras 4.9 y 4.10, la separación entre la placa móvil y la fija es de 0.18 [mm] lo que garantiza que el efecto que producirá la fuerza será de cortante directo en ambos extremos.

En la figura 4.11 se muestran las fuerzas actuantes sobre el alambre al momento de realizar el corte.

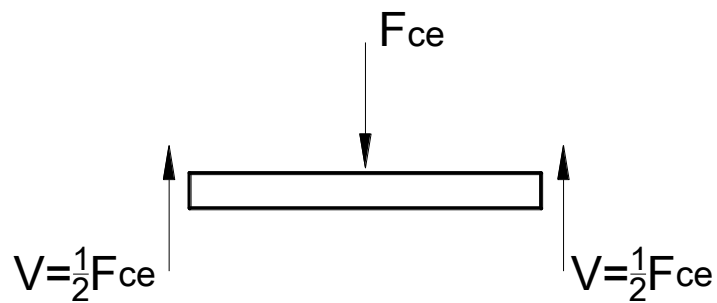


Figura 4. 11 DCL del alambre sometido al corte

La fuerza máxima estática y la deformación obtenidos en la máquina de ensayos universales con la cual se cortó el alambre fueron:

$$F_c = 1975 \quad (\text{kg})$$

$$\delta = 0.71 \quad (\text{mm})$$

De donde, la fuerza cortante en el extremo es:

$$V = 987.5 \quad (\text{kg})$$

La fuerza determinada es la necesaria para seleccionar el dispositivo de corte, ya que, el corte del alambre se lo realizará en una sola sección para evitar el desperdicio de material.

4.2. DISEÑO DE LOS SUBSISTEMAS Y SELECCIÓN DE MATERIALES

4.2.1. DISEÑO DEL SISTEMA DE ENDEREZADO

El diseño del sistema de alimentación como se vio en el capítulo tres consiste de dos rodillos alimentadores los cuales presionan al alambre y lo

arrastran desde la bobina hasta llegar al dispositivo de enrollado. Para diseñar este sistema es necesario que se determinen las fuerzas actuantes tanto en la bobina de alambre como en los rodillos alimentadores.

4.2.1.1. Fuerza para el desbobinado del alambre

Para determinar esta carga es necesario determinar la inercia de masas que se debe superar para poder mover el conjunto carrete-bobina. Partiendo del cuerpo libre mostrado en la figura 4.12 se determina la tensión del alambre para mover la bobina.

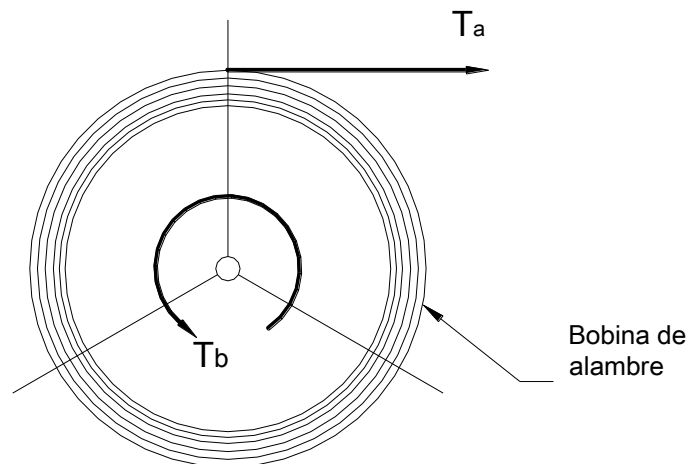


Figura 4. 12 Diagrama de cuerpo libre del conjunto carrete-bobina de alambre

La tensión en el alambre vendrá dada por la expresión:

$$T_a = \frac{2 \cdot I_B \cdot \alpha}{d_e} \cdot 1.1 \quad (4. 6)$$

Donde:

I_B : Momento de inercia de masas del conjunto carrete-bobina

α : Aceleración angular del conjunto

d_e : Diámetro externo del conjunto, con un valor de 650 (mm)

El factor 1.1 corresponde a un aumento del 10% debido al rozamiento en el rodamiento que permitirá el libre giro del carrete.

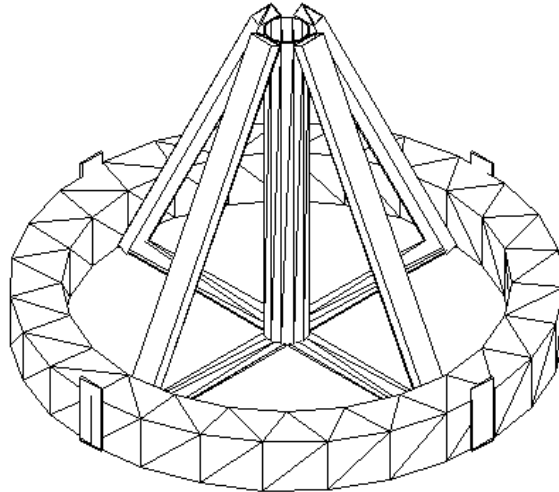


Figura 4. 13 Esquema de la bobina de alambre soportada en el carrete

La determinación de los momentos de inercia de masas tanto del carrete como de la bobina se los hizo por separado y se lo determina mediante:

$$I_M = m \cdot r_g^2 \quad ^{10} \quad (4. 7)$$

Donde:

m: Masa del carrete o de la bobina de alambre

r_g : Radio de giro

Estas magnitudes se las determinó con la ayuda del programa Autocad, en la tabla 4.1 se muestran los valores obtenidos:

¹⁰ Mecánica vectorial para ingenieros, DINAMICA. Beer-Johnston

Tabla 4. 1 Valores de masa, radio de giro y momento de inercia

	Masa [kg]	Radio de giro [mm]	Momento de inercia [kg- mm²]
Carrete	5.211	189.8087	1.877×10^5
Bobina	45 ¹¹	294.3	3.898×10^6

De esta manera el momento de inercia de masas de todo el conjunto será la suma de los momentos de inercia independientes:

$$I_B = 4.085 \times 10^6 \quad (\text{kg} \cdot \text{mm}^2)$$

Para la determinación de la aceleración angular es necesario conocer la velocidad angular con la que se comenzará a desenrollar el alambre, considerando que la velocidad angular inicial es cero puesto que se parte del reposo. Por tanto la aceleración angular se la determinará a partir de:

$$\alpha = \frac{\omega_B}{t_i} \tag{4. 8}$$

Donde t_i corresponde al tiempo de accionamiento para comenzar a mover el conjunto y se lo considerará con un valor de 0.1^{12} segundos.

La velocidad angular dependerá de la velocidad de avance del alambre, la cual a su vez depende de la longitud de alambre a transportar y de la cantidad de resortes a fabricar por minuto, así se obtiene:

$$\omega_B = \frac{L_r \cdot Q}{30 \cdot d_e} \tag{4. 9}$$

¹¹ Dato provisto por VYMSA

¹² SIEMENS, fabricante del motor.

Donde:

Lr: Longitud de alambre necesaria para fabricar un resorte¹³

Q: Cantidad de resortes a fabricarse por minuto, en el caso de VYMSA, 10.

Así, el valor de la velocidad angular es:

$$\omega_B = 0.328 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$$

Utilizando la expresión 4.8 se obtiene la velocidad angular del conjunto:

$$\alpha = 3.278 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right)$$

Con el valor del momento de inercia de masas calculado anteriormente, se aplica la ecuación 4.6 y se determina la fuerza necesaria para mover el conjunto:

$$T_a = 45.326 \quad (\text{N})$$

4.2.1.2. Fuerza de rozamiento en los rodillos enderezadores

El tren de enderezado consistirá de cinco rodillos enderezadores, los cuales ayudarán a dar una rectitud adecuada al alambre para que pueda transitar libremente por los siguientes subsistemas. En la figura 4.14 se esquematiza el paso del alambre por los rodillos, se muestran únicamente los tres primeros rodillos ya que aquí están las cargas más altas puesto que se realiza el primer enderezado y el diseño del resto de rodillos se lo realizará en base a estas cargas.

¹³ Determinado en el capítulo 2

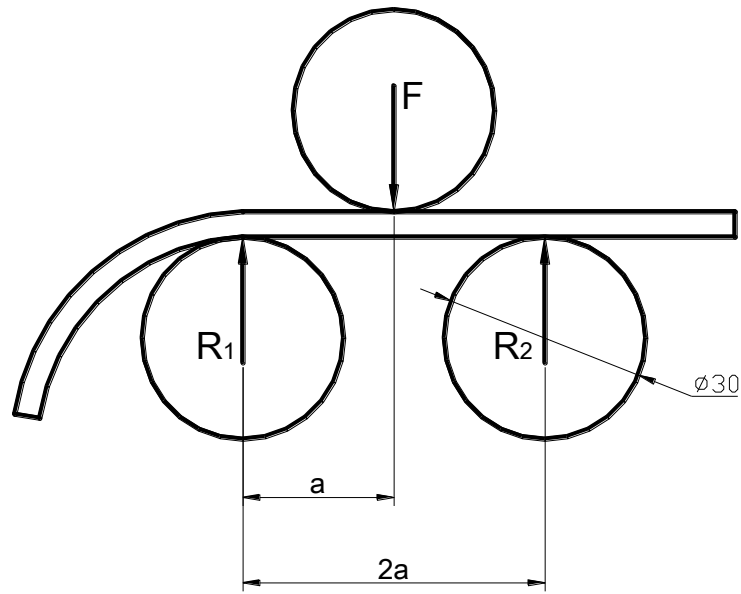


Figura 4. 14 Fuerzas que los rodillos ejercen sobre el alambre al momento de su paso

Como se puede observar el alambre se convierte en una viga estáticamente indeterminada, por tanto además de la ecuación de equilibrio de fuerzas, se utilizarán las ecuaciones de momento, desviación angular y deflexión para determinar las cargas.

$$R_1 - F + R_2 = 0 \quad (4. 10)$$

$$M = R_1 \cdot (x) - F \cdot (x - a) + R_2 \cdot (x - 2 \cdot a) \quad (4. 11)$$

$$EI\theta = \frac{R_1 \cdot (x)^2}{2} - \frac{F \cdot (x - a)^2}{2} + \frac{R_2 \cdot (x - 2 \cdot a)}{2} + C_1 \quad (4. 12)$$

$$EI\delta = \frac{R_1 \cdot (x)^3}{6} - \frac{F \cdot (x - a)^3}{6} + \frac{R_2 \cdot (x - 2 \cdot a)^3}{6} + C_1 \cdot (x) + C_2 \quad (4. 13)$$

Considerando las condiciones en los extremos, se tiene lo siguiente:

Si $x=2a$; $E\delta=0$

$$0 = \frac{R_1 \cdot (2 \cdot a)^3}{6} - \frac{F \cdot (a)^3}{6} + C_1 \cdot (2 \cdot a)$$

Si $x=2a$; $E\theta=0$

$$0 = \frac{R_1 \cdot (2 \cdot a)^2}{2} - \frac{F \cdot (a)^2}{2} + C_1$$

Si $x=a$; $M=8845$ (Nmm)

$$8845 = R_1 \cdot (a)$$

El valor del momento en la última ecuación corresponde al determinado por la ecuación 4.5 y que es aplicable a esta situación también.

Dando un valor de 20 [mm] a la separación entre los ejes de los rodillos y resolviendo el sistema de cuatro ecuaciones, se obtienen los siguientes resultados:

$$\begin{pmatrix} R_1 \\ F_1 \\ R_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 442.25 \\ 1.415 \times 10^3 \\ 972.95 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} N \\ N \\ N \end{pmatrix}$$

Para determinar las fuerzas de rozamiento en cada uno de los rodillos, se utiliza el coeficiente de rozamiento acero-acero con un valor de 0.39, y se tienen:

$$\begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 172.477 \\ 551.928 \\ 379.451 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \text{N} \\ \text{N} \\ \text{N} \end{pmatrix}$$

Tomando en cuenta que existen dos trenes de enderezado, uno vertical y otro horizontal, y retomando la fuerza de tensión previamente calculada en el desbobinado, se obtiene la fuerza total de alimentación:

$$F_a = 2253 \quad (\text{N})$$

4.2.1.3. Diseño de los pernos sujetadores de los rodillos

Por razones constructivas se utilizarán pernos de 10 [mm] de diámetro grado SAE 1, y al ser de longitud muy corta se considerará solamente el esfuerzo cortante producido por la fuerza normal máxima en el rodillos.

$$F_{N\max} = 1.415 \times 10^3 \quad (\text{N})$$

Considerando el límite de resistencia al cortante del perno SAE 1, $S_{sy}=132$ [MPa], y aplicando la relación 4.14, se obtiene el factor de seguridad correspondiente:

$$n = \frac{S_{sy} \cdot A}{F_{N\max}} \quad (4.14)$$

$$n = 5.7$$

4.2.2. DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

El sistema de alimentación es una parte importante de la máquina, debido a que de este sistema depende el transporte del alambre. De acuerdo a la evaluación realizada en el capítulo 3 se determinó que el método más adecuado es por cadenas y catalinas. Como se explicó también en el capítulo anterior el dispositivo más adecuado de transporte es con rodillos macizos de acero.

El primer paso en este sistema es la determinación del torque en los rodillos, el cual será el mismo para el eje motriz, el eje superior, las catalinas y por tanto para la selección del motorreductor.

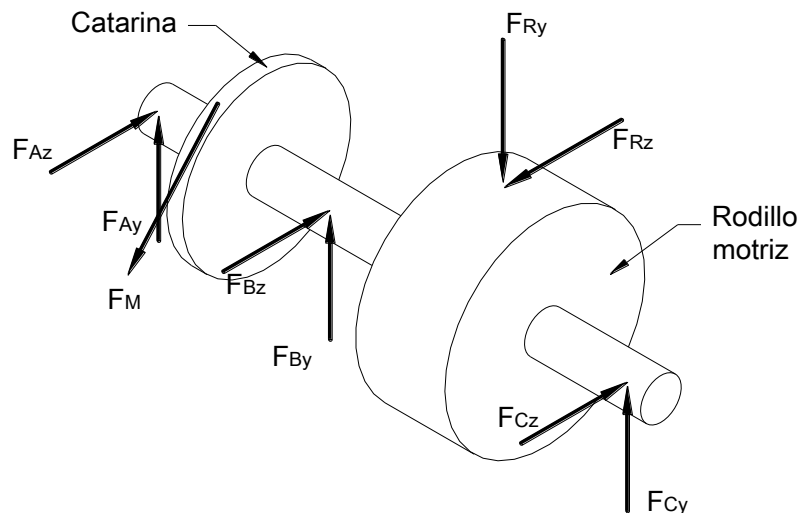


Figura 4. 15 DCL del eje inferior (motriz) con todos sus elementos

La determinación del torque se lo hará a partir de las fuerzas de fricción F_{RZ} y la de aplaste entre los rodillos (superior e inferior) F_{RY} . Se considerará para todos los cálculos posteriores que el diámetro de los rodillos es de 120 mm.

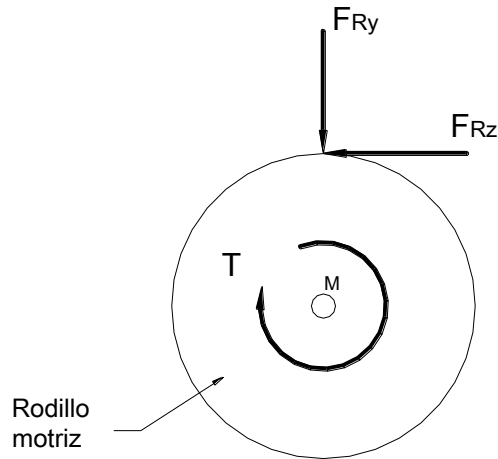


Figura 4. 16 DCL del rodillo motriz

En base al diagrama de cuerpo libre de la figura 4.16, se obtiene la expresión para el torque:

$$T = F_{RZ} \cdot \frac{D_r}{2} \quad (4. 15)$$

Donde F_{RZ} es la fuerza de arrastre previamente determinada en el sistema de enderezado y D_r es el diámetro del rodillo motriz.

$$F_{RZ} = 2253 \quad (\text{N})$$

La fuerza normal de aplaste entre los rodillos también será importante en futuros análisis y se la obtiene mediante:

$$F_{RY} = \frac{F_{RZ} \cdot \beta}{\mu_a} \quad (4. 16)$$

Donde:

β : Margen de fuerza de unión en transmisiones de fuerza, 1.5.

μ : Coeficiente de rozamiento acero-acero, 0.39.

A partir de esta expresión el valor de la fuerza de contacto entre los rodillos alimentadores es:

$$F_{RY} = 8670 \text{ (N)}$$

Aplicando la expresión 4.15 se determina que el valor del torque es:

$$T = 135000 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$$

Este valor es de suma importancia para todos los cálculos subsiguientes, debido a que el valor del torque no cambia y se transmite a cada una de las unidades que conforman el sistema.

Es necesario también determinar la velocidad angular de los ejes de los rodillos para poder realizar la selección del motorreductor, para esto se tomará en cuenta la velocidad lineal necesaria para cumplir con la producción de resortes, así se tiene:

$$V = Q \cdot L_r \tag{4. 17}$$

Donde:

Q: Cantidad de resortes a fabricarse por minuto, 10 (resortes/min)

L_r : Longitud total de alambre para hacer un resorte, 550 (mm)

La velocidad angular del eje motriz se la puede obtener en [rpm] a partir de la expresión:

$$\omega_e = \frac{V}{D_r \cdot \pi} \tag{4. 18}$$

De donde:

$$\omega_e = 14.6 \quad (\text{rpm})$$

4.2.2.1. Selección del motorreductor para el sistema de alimentación

Con las características determinadas previamente, se selecciona un motor marca Ramfé de procedencia colombiana con las siguientes características:

Modelo: SB03

Potencia: 1.0 [HP]

Torque: 161 [Nm]

Velocidad de salida: 24 [rpm]

4.2.2.2. Selección del conjunto de cadena y catalinas

La selección de las cadenas y catalinas se lo hará a partir de las especificaciones dadas en catálogo de INTERMEC (industria colombiana). Para el cálculo de la potencia de diseño, se considerará un factor de servicio de 1, ya que la máquina es de tipo de carga constante y será operada por un motor eléctrico. Así la potencia de diseño será:

$$P_d = 1 \quad (\text{hp})$$

Considerando la velocidad de salida del motor, se selecciona una cadena #60 que con 25 dientes en la catalina conductora se consigue transmitir la potencia requerida. La relación de transmisión del sistema que se determina a partir de la relación 4.19,

$$i_a = \frac{\omega_{m1}}{\omega_e} \tag{4. 19}$$

Donde:

ω_{m1} : Velocidad de salida del motor

$$i_a = 1.65$$

de esta manera, se determina el número de dientes para la catalina conducida con la expresión

$$Z_c = i_a \cdot Z_p \quad (4.20)$$

Donde:

Z_p : Número de dientes de la catalina conductora

$$Z_c = 41 \quad (\text{dientes})$$

Así la cadena y las catalinas seleccionadas para la transmisión de potencia en el sistema de alimentación son las siguientes:

Cadena:

Modelo: Simple de rodillos #60

Paso: 19.1 [mm]

Catalina conductora:

Modelo: 60B25

Número de dientes: 25

Catalina conducida:

Modelo: 60B41

Número de dientes: 41

La longitud de cadena necesaria se determinará a partir de la expresión:

$$L = N \cdot p_c \quad (4.21)$$

Donde:

N: Es el número de pasos que requiere la cadena, que se lo determina a partir de la relación 4.22:

p_c : es el paso de la cadena

$$N = 2 \cdot C + \frac{S}{2} + \frac{K}{C} \quad (4.22)$$

Donde:

C: Distancia entre centros de las catalinas.

S: Suma de los dientes de las dos catalinas.

K: Factor de aproximación seleccionado a partir del valor de la diferencia entre los dientes de las catalinas, 16.

Considerando una distancia entre centros de 500 [mm] y un factor K de 6.48, obtenemos la longitud real de la cadena:

$$L = 1.39 \times 10^3 \quad (\text{mm})$$

Las catalinas con la cadena, se encuentran representadas en la figura 4.17

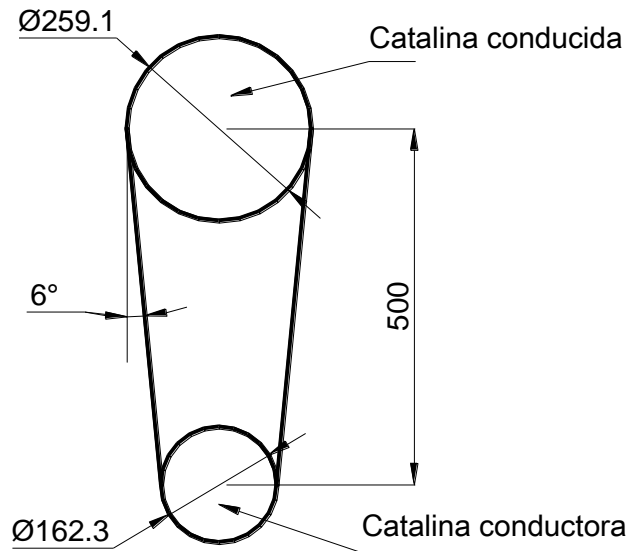


Figura 4. 17 Esquema de las catalinas con la cadena

A continuación se determinará la fuerza motriz existente en la transmisión de potencia, esta carga es necesaria para realizar el análisis de los ejes portadores de los rodillos.

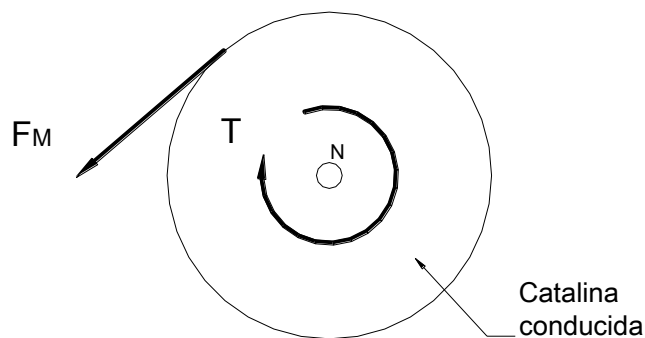


Figura 4. 18 DCL de la catalina conducida

Realizando la sumatoria de torques con respecto al punto N y considerando el diámetro de paso de la catalina conducida, 259.1 [mm], se obtiene el siguiente valor para la fuerza motriz:

$$F_M = 1.043 \times 10^3 \quad (\text{N})$$

Con el ángulo representado en la figura 4.17, se obtienen los valores de la fuerza motriz para Y y Z

$$F_{MY} = 1.038 \times 10^3 \quad (\text{N})$$

$$F_{MZ} = 109.07 \quad (\text{N})$$

4.2.2.3. Diseño de los rodillos alimentadores

Estos elementos van a estar sometidos a un desgaste superficial muy alto, por tanto, es necesario seleccionar un material adecuado para que el rozamiento con el alambre no lastime la superficie de los cilindros. El análisis para el factor de seguridad en la superficie se lo realiza en base a la teoría de Buckingham, de esta manera la expresión para determinar el factor de seguridad es:

$$n = \frac{r \cdot K_1 \cdot w}{2 \cdot F_{RY}} \quad (4. 23)$$

Donde:

r: radio de los rodillos alimentadores

K_1 : factor de esfuerzo de Buckingham o de carga

w: ancho de cara de los rodillos

El factor de carga responde a la siguiente expresión:

$$K_1 = 2.857 \cdot S_C^2 \cdot \frac{2}{E} \quad (4.24)$$

Donde:

S_C : valor límite de fatiga superficial

E : módulo de elasticidad del acero, 210000 [MPa]

El límite de fatiga en la superficie del rodillo se lo determina a partir del valor de dureza dado por el distribuidor del acero. Se seleccionó eje de de acero para cementación AISI 3115, distribuido por IBCA como 7210, que luego del tratamiento térmico respectivo ofrece una dureza brinell de 670.

$$S_C = 2.76 \cdot H_B - 70 \quad (4.25)$$

Con las expresiones anteriores, y utilizando un ancho de cara para los rodillos de 15 mm, se obtiene el valor del factor de seguridad,

$$n = 4.5$$

Este valor da plena confianza de que la superficie resistirá al paso del alambre, y que el desgaste no será excesivo.

4.2.2.4. Diseño del eje motriz

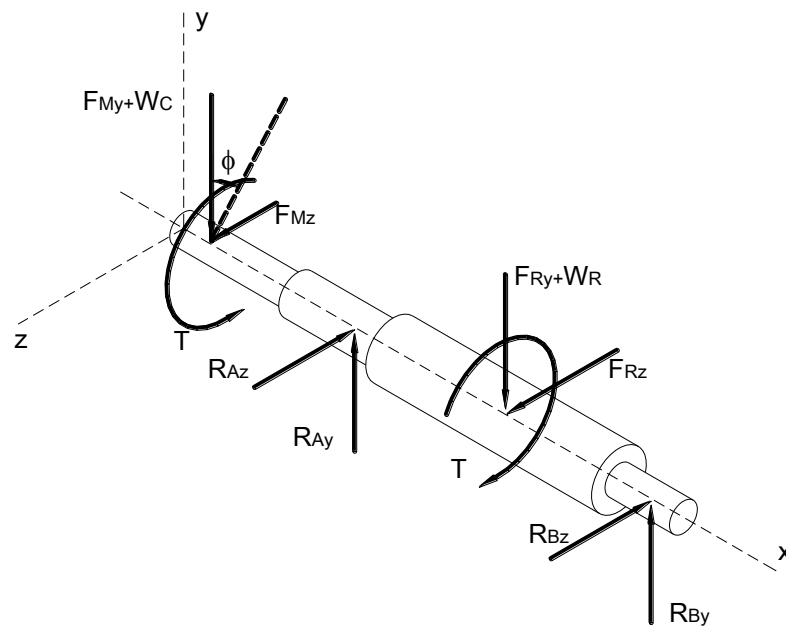


Figura 4. 19 DCL del eje motriz

A partir de la fuerza motriz previamente determinada y las fuerza de arrastre y aplaste de los rodillos alimentadores, a continuación se determina las reacciones en los apoyos del eje motriz, vale aclarar que en la fuerza motriz y en la fuerza de aplaste entre los rodillos se incluye el valor del peso de la catalina y de los rodillos respectivamente con los siguientes valores:

$$W_C = 63.77 \quad (\text{N})$$

$$W_R = 14.71 \quad (\text{N})$$

ANÁLISIS EN EL PLANO X-Y

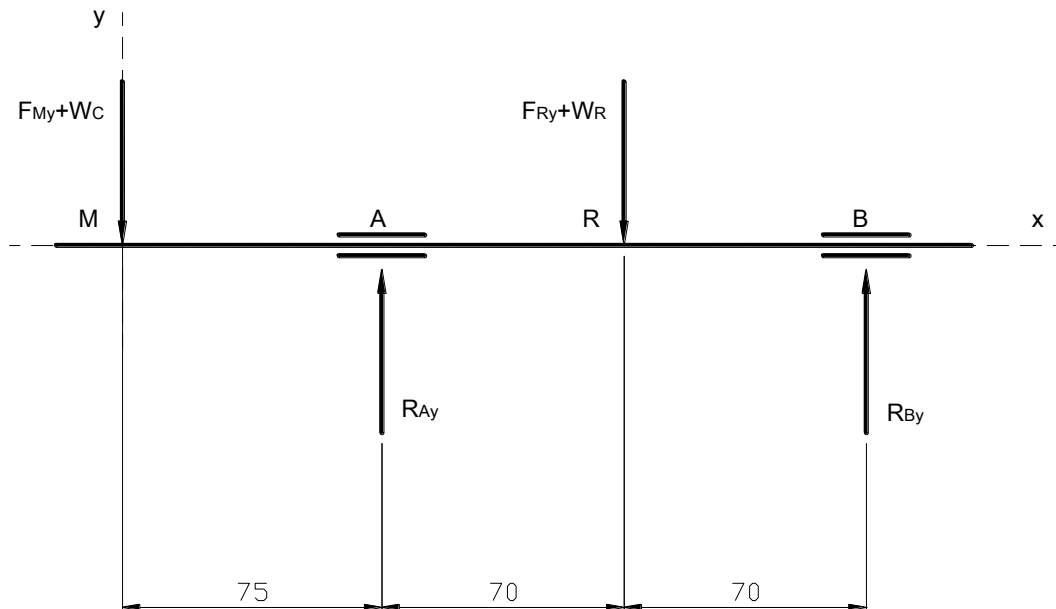


Figura 4. 20 DCL – Plano X-Y

Realizando la respectiva sumatoria de fuerzas y momentos, las reacciones en los apoyos A y B en el eje y, son las siguientes:

$$R_{AY} = 6030 \quad (\text{N})$$

$$R_{BY} = 3750 \quad (\text{N})$$

El diagrama de momento flector para el eje y, se presenta a continuación:

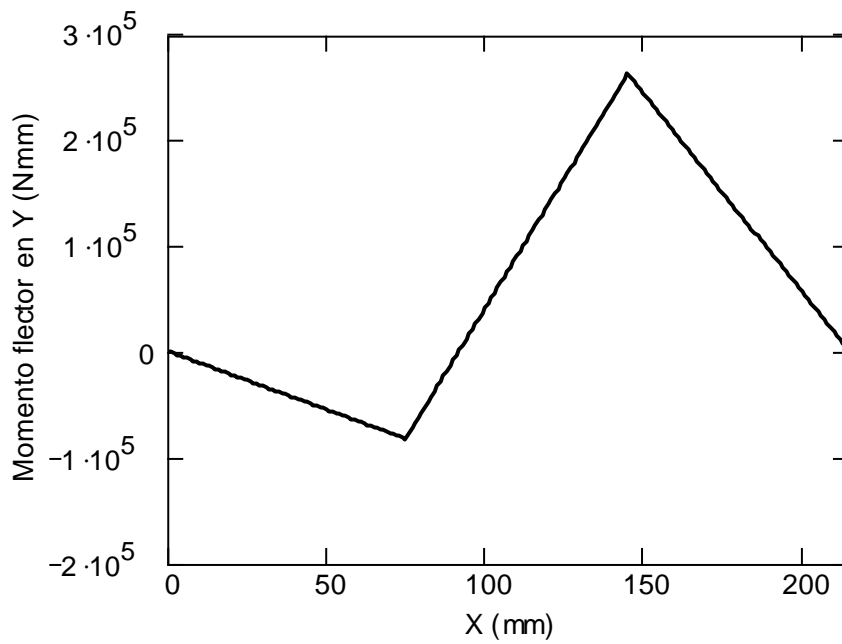


Figura 4. 21 Diagrama de momento flector - Plano X-Y

Los momentos flectores máximos que se producen en el eje, en el plano X-Y, son los siguientes:

$$M_{YA} = -8.26 \times 10^4 \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$$

$$M_{YR} = 2.62 \times 10^5 \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$$

En la tabla 4.2 se resumen los valores de fuerzas y momentos para cada uno de los puntos del eje motriz en el plano X-Y.

Tabla 4. 2 Valores de fuerza y momento – Plano X-Y

Punto	Fuerza [N]	Momento [Nmm]
M	1100	0
A	6030	82600
R	8680	262000
B	3750	0

ANÁLISIS EN EL PLANO X-Z

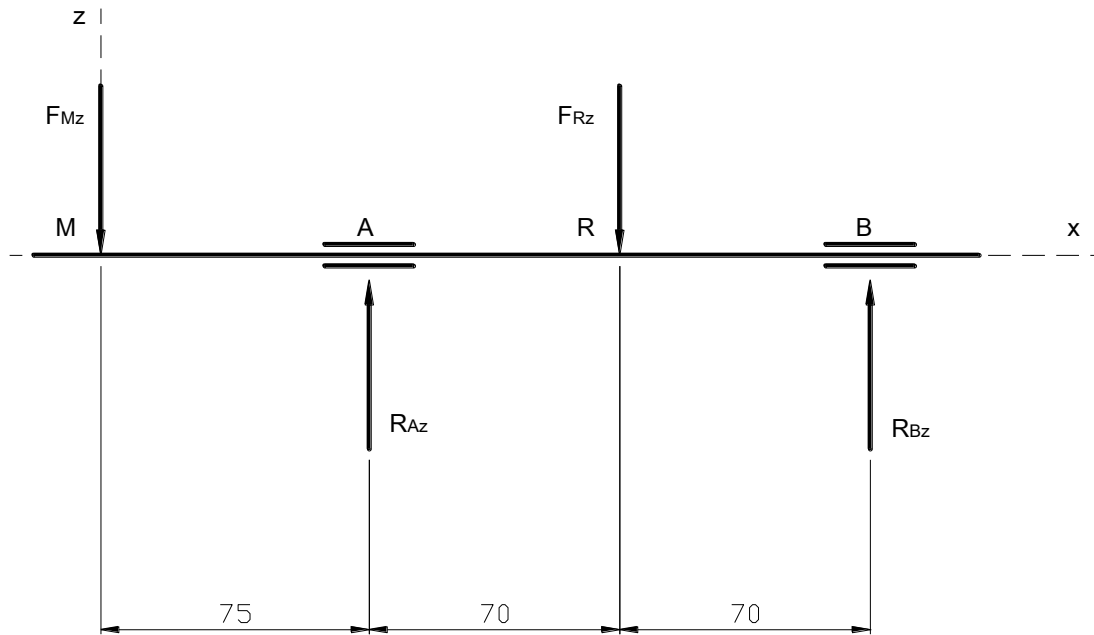


Figura 4. 22 DCL – Plano X-Z

Después del respectivo análisis de fuerzas y momentos, las reacciones de A y B en z, son:

$$R_{AZ} = 1.29 \times 10^3 \text{ (N)}$$

$$R_{BZ} = 1.07 \times 10^3 \text{ (N)}$$

El diagrama de momento flector para el eje z, se presenta en la figura 4.23:

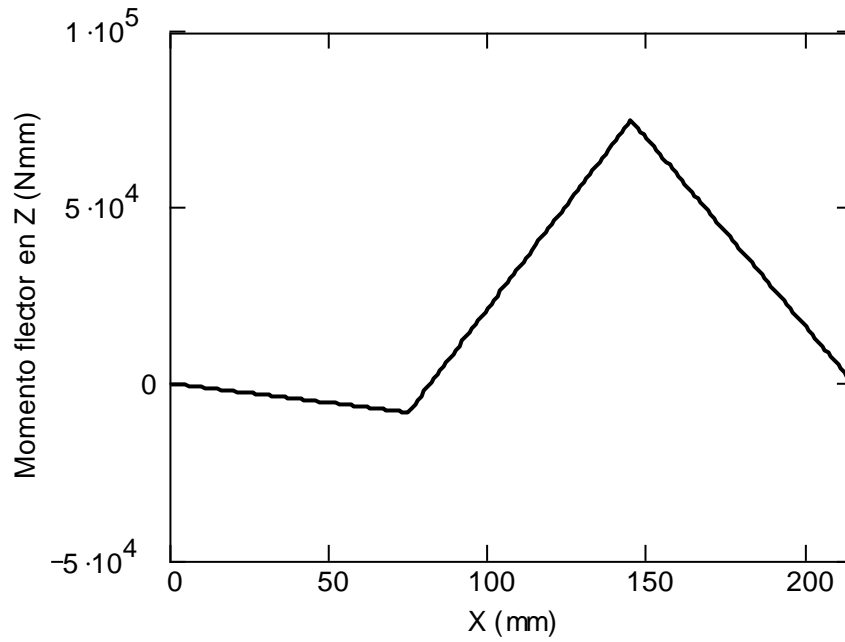


Figura 4. 23 Diagrama de momento flector – Plano X-Z

Los momentos flectores que se producen en los apoyos, en el plano X-Z, son los siguientes:

$$M_{ZA} = -8.18 \times 10^3 \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$$

$$M_{ZR} = 7.48 \times 10^4 \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$$

En la tabla 4.3 se resumen los valores de fuerzas y momentos para cada uno de los puntos del eje motriz en el plano X-Z.

Tabla 4. 3 Valores de fuerza y momento – Plano X-Z

Punto	Fuerza [N]	Momento [Nmm]
M	109.7	0
A	1070	8180
R	2250	74800
B	1290	0

Para el diseño del eje motriz, serán necesarios las resultantes de los momentos previamente determinados, así se tiene:

$$M_A = 8.3 \times 10^4 \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$$

$$M_R = 2.73 \times 10^5 \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$$

Además, se requiere el diagrama de momento torsor, para determinar el torque existente en cada una de las secciones,

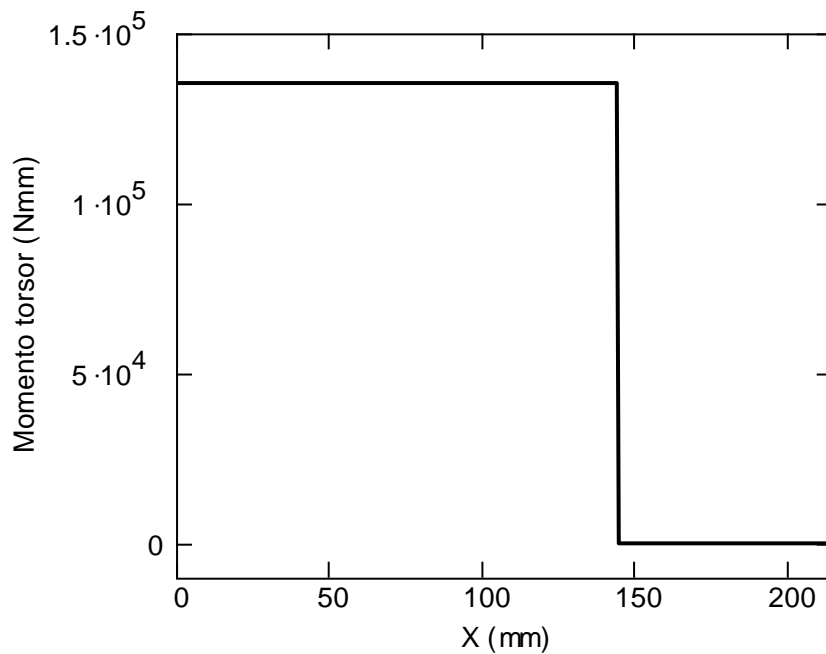


Figura 4. 24 Diagrama de momento torsor – eje motriz

De esta forma, se puede observar que el torque se distribuye uniformemente desde la catalina hasta el rodillo alimentador, y el valor del torque es el determinado anteriormente:

$$T = 1.35 \times 10^5 \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$$

4.2.2.4.1. Determinación de diámetros para secciones del eje motriz

La construcción de los ejes tanto para el sistema motriz como para el sistema de enrollado se los realizará con acero de transmisión SAE 1018, distribuido por IBCA, por lo que las características que se presentan a continuación serán las mismas para todos los casos de diseño:

$$S_{ut} = 566 \text{ (MPa)}$$

$$S_y = 483 \text{ (MPa)}$$

Donde:

S_{ut} : Esfuerzo último a la tensión acero SAE 1018

S_y : Esfuerzo de fluencia a la tensión acero SAE 1018

A continuación se presentan los factores que modifican a la fatiga, estos datos serán usados en los análisis del resto de ejes.

Factor de superficie

$$k_a = a_1 \cdot S_{ut}^{b_1} \tag{4. 26}$$

Donde, los valores de a_1 y b_1 corresponden a un eje maquinado o laminado en frío y son respectivamente 4.51 y -0.265, así se obtiene:

$$k_a = 0.84$$

Factor de tamaño

$$k_b = \left(\frac{d_1}{7.62} \right)^{-0.1133} \tag{4. 27}$$

Donde d_1 corresponde a un valor tentativo del diámetro del eje, que se lo considerara de 35 [mm].

$$k_b = 0.84$$

El resto de factores, carga, temperatura y confiabilidad serán considerarán con el valor de 1. De esta forma el esfuerzo equivalente debido a la fatiga se lo determinará a partir de:

$$S_e = 0.5 \cdot S_{ut} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \quad (4. 28)$$

Donde:

k_c : Factor de carga

k_d : Factor de temperatura

k_e : Factor de confiabilidad

$$S_e = 200.2 \text{ (MPa)}$$

Primero se determinará el diámetro de la sección más crítica, en este caso, donde se encuentran los rodillos de alimentación y a continuación el resto de secciones, en el caso de eje motriz se tiene una flexión totalmente alternante con torque uniforme, se utilizará la expresión:

$$D = \left[\frac{32 \cdot n}{\pi} \left[\frac{3}{4} \left(k_{fsm} \cdot \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(k_f \cdot \frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4. 29)$$

Donde:

n : Factor de seguridad 2.3

k_{fsm} : Factor de concentración por torsión a la fatiga

k_f : Factor de concentración por flexión a la fatiga

El factor k_f , se lo obtiene a partir de la expresión 4.30, en la cual, q representa a la sensibilidad de la muesca y se lo determina a partir de la expresión 4.32 y k_t es el factor de concentración geométrico para un hombro de flecha a flexión¹⁴ y/o el factor de concentración para un cuñero a flexión¹⁵, por esta razón se deben analizar ambas situaciones y seleccionar el factor de mayor magnitud. De forma análoga se selecciona el factor de concentración a torsión, k_{ts} , y mediante la expresión 4.31 se determina el factor k_{fs} .

$$k_f = 1 + q_1 \cdot (k_t - 1) \quad (4.30)$$

$$k_{fs} := 1 + q_2 \cdot (k_{ts} - 1) \quad (4.31)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_1}}{\sqrt{r_m}}} \quad (4.32)$$

Donde:

$\sqrt{a_1}$: Constante de Neuber para aceros¹⁶

r_m : Radio de la muesca

Vale aclarar que para el caso de torsión, el valor de S_{ut} debe incrementarse en 20 [kpsi]¹⁷ para la selección del valor de la constante de Neuber y que todos estos datos vienen dados en pulgadas.

Para la obtención del factor k_{fsm} , se debe cumplir la siguiente condición¹⁸:

¹⁴ NORTON Robert, DISEÑO DE MÁQUINAS. Pag. 1006. Fig. E2

¹⁵ NORTON Robert, DISEÑO DE MÁQUINAS. Pag. 591. Fig. 9-16

¹⁶ NORTON Robert, DISEÑO DE MÁQUINAS. Pag. 390. Tabla 6-6

¹⁷ NORTON Robert, DISEÑO DE MÁQUINAS. Pag. 392. Fig. 6-36

¹⁸ NORTON Robert, DISEÑO DE MÁQUINAS. Pag. 413. Apartado 6.17

$$Si \ k_{fs} \cdot \tau_{max} < S_{sy} \ , \text{ entonces: } k_{fsm} = k_{fs} \quad (4.33)$$

Donde:

τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo debido al momento torsor

S_{sy} : Esfuerzo de fluencia del acero SAE 1018 debido a la torsión, 278.69 [MPa]

Cumplida esta condición se puede aplicar la ecuación 4.28, para la obtención del diámetro de la sección. Tomando en cuenta las características constructivas de los elementos que forman parte del eje, en la tabla 4.4 se presentan las longitudes y los diámetros finales de cada una de las secciones, basados en la figura 4.25.

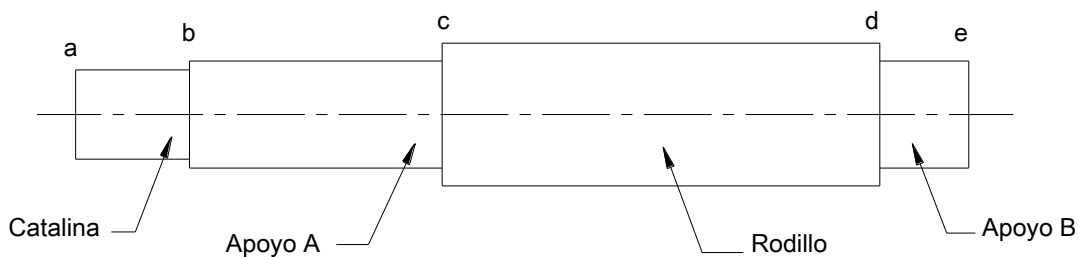


Figura 4. 25 Eje motriz con sus elementos

Tabla 4. 4 Longitudes y diámetros de secciones – Eje Motriz

Sección	Longitud [mm]	Diámetro [mm]
a-b	31	25
b-c	71	30
c-d	123	40
d-e	25	30

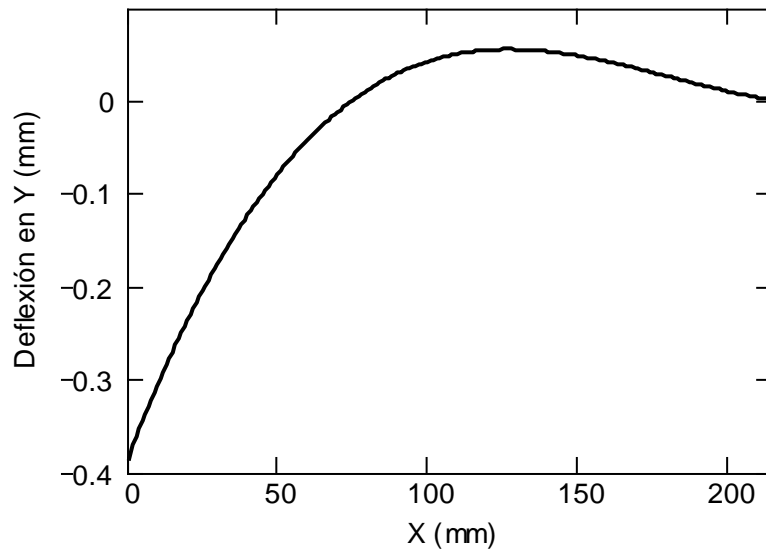


Figura 4. 26 Diagrama de deflexión – Eje motriz

El análisis de la deflexión es de suma importancia para garantizar que el eje no fallará, este análisis se lo hizo en base a lo expresado en la sección 4.10 del libro de Diseño de Máquinas de Norton y tomando en cuenta el diagrama de momento flector donde se encuentran las cargas más críticas. En la figura 4.26 se presenta la curva correspondiente al eje motriz y su valor máximo a continuación.

$$\delta_{\max} = -0.39 \quad (\text{mm})$$

Con el valor obtenido para la deflexión, se puede determinar la velocidad crítica de giro utilizando la expresión 4.33 y de esta forma garantizar que el eje no fallará debido a su velocidad preestablecida.

$$\omega_n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \cdot 1000}{|\delta_{\max}|}} \quad (4.34)$$

Donde:

g : Corresponde a la aceleración de la gravedad, 9.81 m/s^2 .

De esta forma, la velocidad máxima que podrá soportar este eje es de:

$$\omega_n = 1.52 \times 10^3 \text{ (rpm)}$$

4.2.2.5. Diseño del eje seguidor

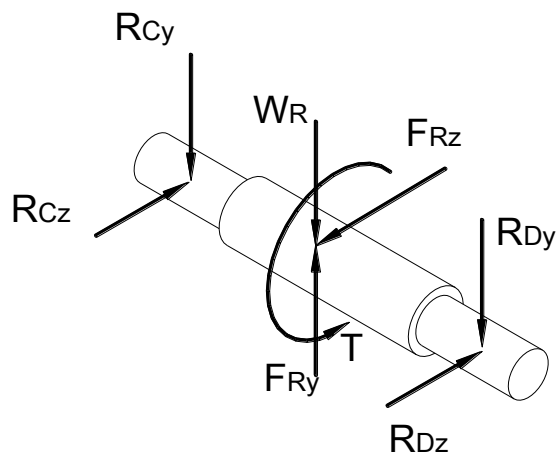


Figura 4. 27 DCL – Eje seguidor

En el eje seguidor únicamente estará montado el segundo rodillo alimentador y su apoyo será de igual manera sobre rodamientos, como una viga simplemente apoyada.

ANÁLISIS EN EL PLANO X-Y

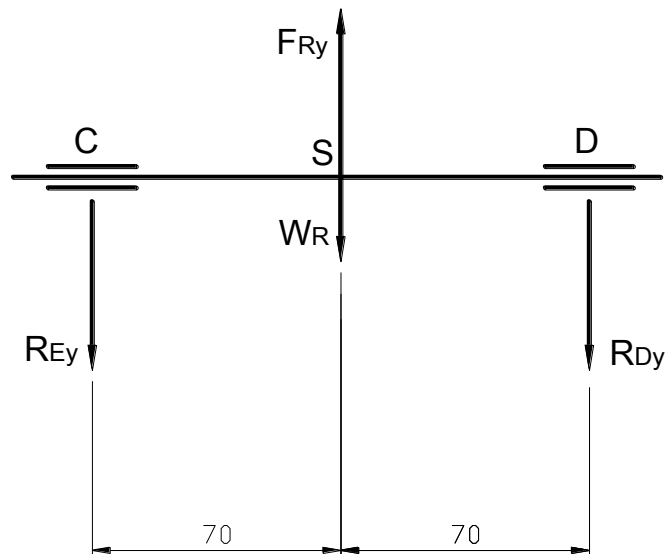


Figura 4. 28 DCL – Plano X-Y

Una vez realizada la respectiva sumatoria de fuerzas y momentos y tomando en cuenta el diagrama de momento flector para el DCL de la figura 4.28, los resultados han sido tabulados en la tabla: 4.5

Tabla 4. 5 Valores de fuerza y momento – Plano X-Y

Punto	Fuerza [N]	Momento [Nmm]
C	4325	0
S	8650	303000
D	4325	0

ANÁLISIS EN EL PLANO X-Z

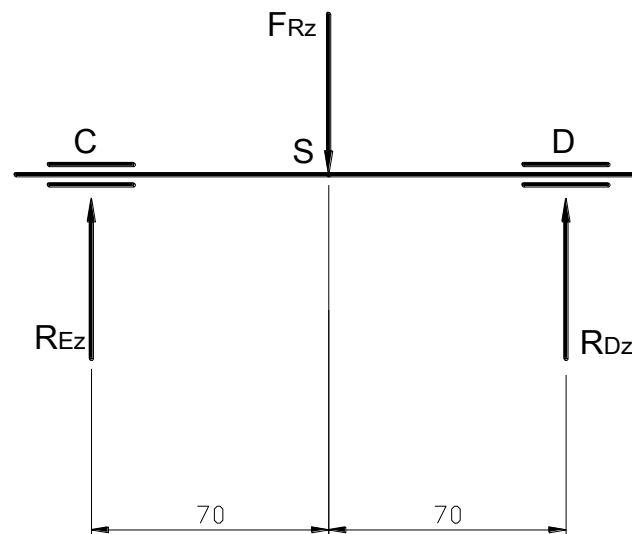


Figura 4. 29 DCL – Plano X-Z

En la tabla 4.6 se presentan los valores correspondientes luego de los respectivos análisis de fuerzas y momentos.

Tabla 4. 6 Valores de fuerza y momento – Plano X-Z

Punto	Fuerza [N]	Momento [Nmm]
C	1125	0
S	2250	78900
D	1125	0

El torque presente en el eje es el mismo que en el eje motriz y que fue determinado anteriormente. Para el diseño del eje se utilizó el mismo acero de transmisión SAE 1018 y el diámetro de las secciones se lo determina a partir de lo establecido en los apartados 4.28 a 4.32. En la figura 4.30 se presenta el eje seguidor con sus respectivos elementos y en la tabla 4.7 se presentan las longitudes y los diámetros de cada una de las secciones del eje.

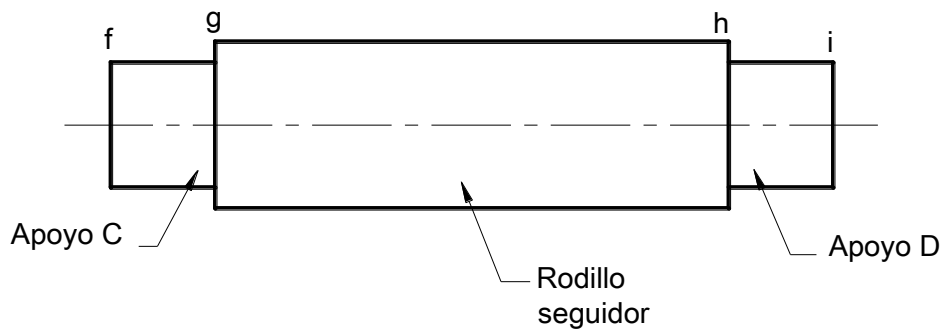


Figura 4. 30 Eje seguidor con sus elementos

Tabla 4. 7 Longitudes y diámetros de secciones – Eje Motriz

SECCION	LONGITUD [mm]	DIAMETRO [mm]
f-g	25	30
g-h	123	40
h-i	25	30

El gráfico de la deflexión juntamente con su valor máximo se lo presenta a continuación en la figura 4.31.

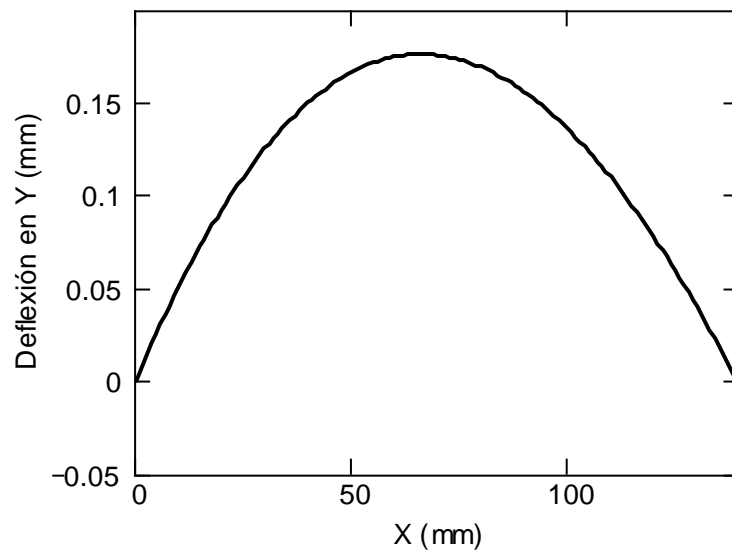


Figura 4. 31 Diagrama de deflexión – Eje seguidor

$$\delta_{\max} = 0.234 \quad (\text{mm})$$

Con este valor y utilizando la expresión 4.33, se obtiene que el valor para la velocidad crítica es:

$$\omega_n = 1950 \quad (\text{rpm})$$

Por lo que se garantiza que el eje no fallará debido a su velocidad angular predeterminada.

4.2.2.6. Selección de rodamientos

Para esta selección, se considera el apoyo más crítico de los dos ejes y se determina la capacidad de carga dinámica con la expresión 4.35:

$$C_B = FS \cdot P \tag{4.35}$$

Donde:

FS: Factor de servicio, 2.5^{19} .

P: Fuerza equivalente

La fuerza equivalente P, se la determina a partir de la ecuación 4.36, en la que, debido a la ausencia de cargas axiales, $X=1$ y $Y=0$. De esta forma, la determinación de la fuerza radial se lo hace mediante la expresión 4.37:

¹⁹ SKF, Catálogo de rodamientos

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (4.36)$$

$$F_r = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} \quad (4.37)$$

De esta forma, el valor para la carga dinámica es de:

$$C_B = 1.54 \times 10^4 \quad (\text{N})$$

El tipo de rodamiento seleccionado es el de tipo agujas, ya que estos son adecuados para trabajar a bajas velocidades y soportar cargas de aplastamiento. Así el rodamiento seleccionado es:

Tipo: K 30x35x17

Diámetro interno: 30 [mm]

Diámetro externo: 35 [mm]

Espesor: 17 [mm]

Capacidad de carga dinámica: 18.7 [kN]

4.2.2.7. Selección de chavetas

Para la selección de las cuñas, se utilizará lo expresado en el catálogo de INTERMEC y en base a esto se determinará la longitud mínima para la cuña.

Para la sección a-b, es decir donde se encuentra ubicada la catalina conducida, el eje tiene un diámetro de 25 [mm], por lo que se recomienda utilizar una cuña de 8x7 [mm]. La expresión 4.38 sirve para determinar la longitud mínima de la cuña:

$$L_c = \frac{4 \cdot n \cdot T}{a_c \cdot D \cdot S_y} \quad (4.38)$$

Donde:

n: Factor de seguridad, 2.3.

T: Torque presenta en la sección del eje

a_c: Ancho de la cuña, 8 [mm]

D: Diámetro de la sección

S_y: Resistencia a la fluencia A36: 250 [MPa]

Con estos datos, la longitud mínima de la cuña y el cuñero para esta sección será:

$$L_c = 20.73 \text{ (mm)}$$

Tabla 4. 8 Cuñas para el sistema de alimentación

SECCION	CUÑA [mm]	LONGITUD [mm]
a-b	8 x 7	20.73
c-d	12 x 8	10.36
g-h	12 x 8	10.36

4.2.2.8. Diseño del sistema de presión para el rodillo seguidor

El eje superior debe permitir un libre desplazamiento de arriba hacia abajo para poder permitir un ajuste adecuado entre los rodillos y los distintos diámetros de alambre y de esta manera la fricción sea adecuada para transportar el alambre, en la figura 4.32 se representa este sistema de presión.

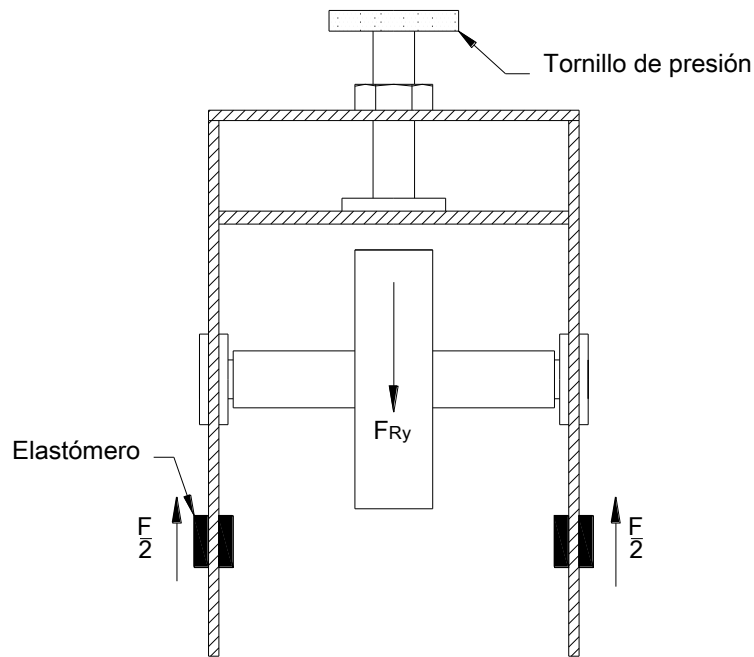


Figura 4. 32 Sistema de presión del rodillo seguidor

El sistema consiste en un tornillo que presiona la placa intermedia y mueve las placas laterales donde está apoyado el eje en los rodamientos. Al mismo tiempo las placas laterales están apoyadas en dos pares de elastómeros que tienden a empujar el conjunto hacia arriba.

El tornillo seleccionado para cumplir con estas condiciones es un perno M10 de rosca fina con clase de propiedad 9.8, utilizando la expresión 4.39²⁰ se determina el esfuerzo de empuje en el hilo del perno.

$$\sigma_h = \frac{4 \cdot F_{RY}}{\pi \cdot (d_t^2 - d_{ti}^2)} \cdot \frac{p}{t} \quad (4. 39)$$

Donde:

d_t : Diámetro externo perno M10

d_{ti} : Diámetro interno perno M10

p : Número de hilos en contacto del perno con la tuerca, 3.

t : Altura de la tuerca, 10 [mm]

²⁰ JUVINALL, Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica. Pag. 327

Con este valor determinado y utilizando la resistencia mínima a la fluencia del perno de clase 9.8, 720 [MPa], se determina el factor de seguridad con un valor de:

$$n_t = 2.9$$

Con lo que se asegura que el perno seleccionado cumple con esta condición. Ahora es debe tomar en cuenta que la longitud del perno que estará realizando la presión es considerable, por esta razón, se lo analizará como una columna para determinar si el diámetro seleccionado es el adecuado. La carga crítica que se utilizará para este cálculo es cuatro veces mayor que la fuerza normal entre los rodillos, debido a que se recomienda usar un factor de seguridad de 4, para cálculos relacionados con columnas.

El diámetro para la columna se lo determinará a partir de la fórmula de Euler²¹ (4.40), el resultado se lo presenta a continuación:

$$d_{te} = \left(\frac{64 \cdot P_{cr} \cdot l_{col}^2}{\pi^3 \cdot C_c \cdot E} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4.40)$$

Donde:

P_{cr} : Carga crítica

l_{col} : Longitud del perno, 80 [mm]

C_c : Condición de extremos 1.2²²

E : Módulo de elasticidad del acero, 210000 [MPa]

$$d_{te} = 6.53 \quad (\text{mm})$$

²¹ SHIGLEY Joseph, Diseño en Ingeniería Mecánica. Ec. 4-58

²² SHIGLEY Joseph, Diseño en Ingeniería Mecánica. Tabla 4-6

Para asegurar de que se está tratando de una columna de Euler se debe cumplir la condición de esbeltez, presentada en la ecuación 4.41:

$$\frac{4 \cdot l_{col}}{d_{te}} - \left(\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot C_C \cdot E}{S_{yp}} \right)^{\frac{1}{2}} \geq 0 \quad (4.41)$$

Donde, S_{yp} es la resistencia mínima a la fluencia del perno. Aplicando la expresión 4.41 se concluye que la columna no es de Euler, por esta razón el cálculo del diámetro se lo realizará a partir de la fórmula de Johnson²³ (4.42):

$$d_{tj} = 2 \cdot \left(\frac{P_{cr}}{\pi \cdot S_{yp}} + \frac{S_{yp} \cdot l_{col}^2}{\pi^2 \cdot C_C \cdot E} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.42)$$

$$d_{tj} = 8.29 \quad (\text{mm})$$

Con el diámetro calculado, se garantiza que el perno seleccionado M10 clase 9.8 no fallará tampoco al estar sometido a cargas de compresión en sus extremos.

4.2.3. DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE

El corte del alambre se lo realizará mediante un sistema de corte por cizalla, es decir se utilizarán dos boquillas de tungsteno con una separación muy pequeña entre ellas para lograr obtener este efecto, en la figura 4.33 se presenta un esquema del corte por cizalla.

²³ SHIGLEY Joseph, Diseño en Ingeniería Mecánica. Ec. 4-60

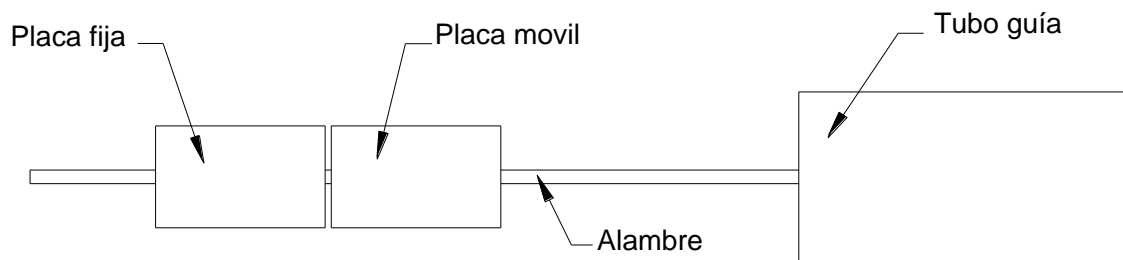


Figura 4. 33 Esquema de corte por cizalla

El diseño de este sistema estará fundamentado en la fuerza cortante que se determinó en la sección 4.2 y se utilizará un pistón hidráulico para poder realizar el proceso como fue seleccionado en la sección 3.

Considerando una fuerza de impacto de 1 [ton], se seleccionó un pistón de 30 [mm]²⁴ de diámetro. Esta fuerza de impacto garantiza que el corte se logrará, ya que, el ensayo de corte realizado en el Laboratorio de Mecánica de Materiales no fue de impacto sino de tipo estático. A partir de la ecuación 4.43 se determina el caudal necesario para poder accionar el cilindro hidráulico:

$$Q_l = v_l \cdot n_c \quad (4. 43)$$

Donde:

v_l : Volumen de líquido necesario para realizar un corte en [lt]

n_c : Número de cortes a realizarse por minuto, 10.

Para la determinación del volumen de accionamiento del cilindro se debe tomar en cuenta la entrada y la salida de líquido hidráulico, por esta razón en la expresión 4.44 se agrega un coeficiente de 2.

²⁴ HYDROCONTROL, Regla de cálculo para selección de cilindros.

$$v_l = 2 \cdot d_p^2 \cdot \pi \cdot c_p \quad (4.44)$$

Donde:

d_p : Diámetro del pistón, 30 [mm]

c_p : Carrera del pistón, 5 [mm]

De esta manera el caudal que deberá ser suministrado por la bomba, será de:

$$Q_l = 0.565 \left(\frac{\text{lt}}{\text{min}} \right)$$

VYMSA posee un sistema hidráulico el cual tiene una bomba que suministra 12 [lt/min] y actualmente están siendo utilizados únicamente 5 [lt/min], por esta razón se la puede utilizar para este propósito. En la figura 4.34 se encuentra representado el diagrama de fuerza y control del sistema de corte:

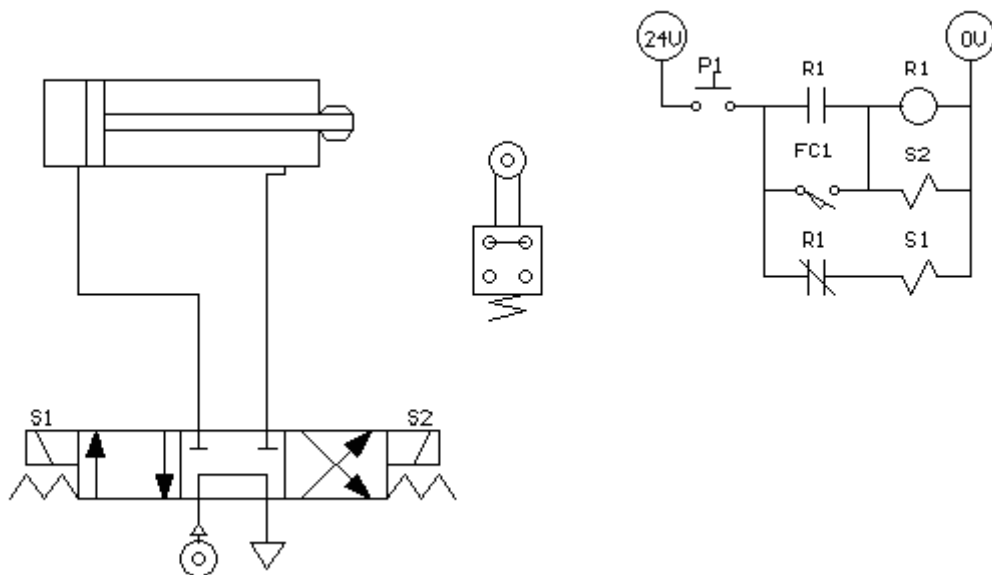


Figura 4.34 Diagrama de fuerza y control – Sistema de corte

En el diagrama de control es necesario aclarar que el pulsador P1, se mantiene pulsado durante todo el proceso del corte, ya que, es una forma de representar a la señal que proviene del sensor de presencia del alambre, el cual se encuentra ubicado cerca del mandril de enrollado. Es decir el pulsador se desactivará cuando el retazo de alambre necesario para realizar un resorte haya terminado de pasar y se volverá a mantener activado durante el paso del siguiente retazo.

El cilindro hidráulico, como se puede observar, requiere de la utilización de una válvula solenoide 4/3, debido a que el proceso de corte se lo realiza una sola vez cada 6 segundos para suplir con los 10 cortes/minuto y durante este tiempo es necesario que el líquido hidráulico se encuentre en un ciclo de entrada y salida del reservorio.

4.2.3.1. Cálculo de la junta empernada para la placa fija

En el sistema de corte es muy importante la selección de los pernos que sujetarán a la placa fija con la placa base, debido a que la carga que se ejerce sobre los éstos es bastante alta como se lo determinó anteriormente. En la figura 4.35 se presenta la placa fija con los pernos que la conforman y el DCL correspondiente:

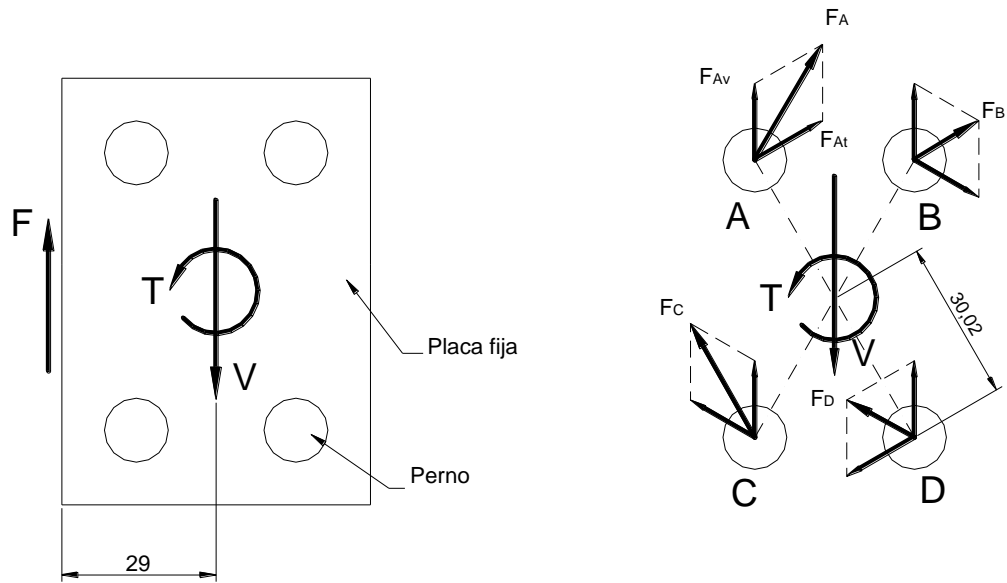


Figura 4. 35 Placa fija para corte de alambre y DCL

Como se puede observar, la fuerza de corte del alambre en el costado izquierdo de la placa provoca que los pernos estén sometidos a corte tanto por la fuerza cortante como por torque. La fuerza cortante en cada perno debido a la fuerza y el torque total se los determina mediante las expresiones 4.45 y 4.46, tomando en cuenta la fuerza F_c previamente calculada en este capítulo.

$$F_{Av} = \frac{9.81 \cdot F_c}{4} \quad (4.45)$$

$$F_{At} = \frac{9.81 \cdot d_{cp} \cdot F_c}{4 \cdot r_{cp}} \quad (4.46)$$

Donde:

d_{cp} : Distancia de la boquilla de corte al centro de la placa, 29 [mm].

r_{cp} : Distancia del centro de la placa a cada uno de los pernos, 30.02 [mm].

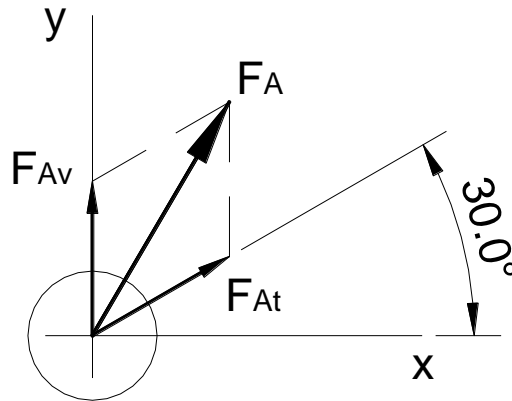


Figura 4. 36 DCL del perno A – Placa fija

Para realizar la sumatoria de vectores es necesario que la fuerza cortante producida por el torque se descomponga en sus dos componentes F_{Atx} y F_{Aty} . Luego de esto se determina la componente total F_A , el cual es el valor total de la fuerza cortante máxima en los pernos.

$$F_A = 4.123 \times 10^3 \quad (\text{N})$$

Los pernos seleccionados serán M8 de paso fino, de esta manera existirá suficiente espacio para su ubicación en la placa. El grado del perno se lo determinará a partir de la expresión 4.46.

$$\sigma_{ad} = \frac{\tau \cdot \eta_p}{0.577} \tag{4. 47}$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante producido por la fuerza F_A sobre el área de diámetro menor del perno M8.

η_p : Factor de seguridad para los pernos, 3.5.

El esfuerzo admisible a la tensión calculado demuestra que las cargas presentadas en los pernos son elevadas por esta razón se seleccionan pernos

de clase de propiedad 10.9, los cuales tienen un límite de resistencia a la fluencia de 940 [MPa].

$$\sigma_{ad} = 739.3 \quad (\text{MPa})$$

4.2.4. DISEÑO DEL SISTEMA DE ENROLLADO

El sistema de enrollado constituye la parte fundamental de la máquina, ya que, es aquí donde se realiza el proceso de conformado y donde se obtiene el producto final. Es un sistema de alta precisión en el cual se deben tomar en cuenta todas las características del resorte, previamente estudiadas en el capítulo 2, como son el paso, la longitud, el diámetro interno y especialmente la elaboración de la espira muerta en ambos extremos del resorte. Con este fin se utilizarán dos motorreductores, así se podrá tener una relación de transmisión variable, lo que permitirá que se puedan fabricar resortes de distintas características.

El sistema consiste de un motorreductor que se encarga del movimiento de un eje deslizante, el cual realiza el enrollado propiamente dicho a una velocidad de 260 [rpm] y un segundo motorreductor que mueve una leva frontal a una velocidad de 10 [rpm] y que permite dar el paso correspondiente a cada una de las espiras del resorte.

4.2.4.1. Selección de motorreductores

Motorreductor 1

Para la selección del motorreductor es necesario suplir con el torque que se tiene en el mandril de enrollado, el cual, fue previamente determinado en la sección 4.1.1. con un valor de 8845 [Nmm] y con una velocidad de enrollado de

260 [rpm]. El motor seleccionado es de tipo helicoidal marca RAMFE y tiene las siguientes características:

Modelo: MRH131A

Potencia: 1.5 [HP]

Torque: 16 [Nm]

Velocidad de salida: 600 [rpm]

La reducción de velocidad a 260 [rpm] se lo realizará por un sistema de engranajes y el diseño se lo realizará más adelante.

Motorreductor 2

El segundo motorreductor será el encargado de mover la leva, por tanto no tiene ninguna fuerza externa que vencer, simplemente el motor debe ser capaz de vencer la inercia del conjunto. Aplicando la expresión 4.48 y con la ayuda del programa AUTOCAD se determina el momento de inercia total del conjunto:

$$I_L = m \cdot \left(\frac{rg}{1000} \right)^2 \quad (4.48)$$

Retomando la expresión 4.8, se determina el valor de la aceleración angular considerando un tiempo de accionamiento del sistema de 0.1 [seg] y una velocidad final de 1.05 [rad/seg]. Con estos dos valores, se determina el torque necesario para poder mover el conjunto, mediante la expresión 4.49:

$$T_{m2} = I_L \cdot \alpha \quad (4. 49)$$

El torque determinado es el mínimo que deberá tener el motorreductor para poder mover el conjunto:

$$T_{m2} = 10.374 \quad (\text{N}\cdot\text{m})$$

La empresa actualmente posee un motorreductor RAMFE en desuso con las características que se presentan a continuación y el cual será utilizado para disminuir los costos de fabricación del sistema.

Modelo: SG01-212

Potencia: 0.4 [HP]

Torque: 38 [Nm]

Velocidad de salida: 50 [rpm]

4.2.4.2. Selección del conjunto de cadena y catalinas

En el primer conjunto no es necesaria la reducción de velocidad por medio de catalinas, ya que se la realizará más adelante por el sistema de engranajes. Por esta razón la relación de transmisión entre el eje del motor y el eje de transmisión será 1. En el conjunto leva si se debe realizar una reducción de velocidad considerable, es por esto que con la ayuda de un variador de frecuencia se reducirá la velocidad del motor a 20 [rpm] y mediante el conjunto de catalinas y cadena se obtendrá la velocidad de 10 [rpm] necesaria en el eje. En la tabla 4.9 se presentan los elementos necesarios:

Tabla 4. 9 Conjunto de cadenas y catalinas – Sistema de enrollado

Conjunto de transmisión		Conjunto de leva	
Cadena	Catalinas	Cadena	Catalinas
#40	40B15	#60	60B13
L= 596.9 [mm]	40B15	L= 1149 [mm]	60B26

4.2.4.3. Diseño del mecanismo de transmisión de potencia

En el presente proyecto, como se presentó anteriormente en el diseño del eje estriado, se encontró la incógnita de transmitir el movimiento al mencionado eje se empleo una camisa de transmisión, la cual se encuentra acoplada a un par de engranes que son los encargados de dicha función al igual que realizar una disminución en la relación de transmisión con respecto a lo que entrega el motor como se presenta en la figura 4.37.

Por este motivo se debe realizar un análisis detallado del diseño del juego de engranes que van a cumplir con dicha función. Para empezar con ello se deben plantear los valores sobre la cual se basa el análisis como son la potencia que entrega el motor, la relación de transmisión a la cual van a trabajar, etc.

P: potencia teórica entregada por el motor; 1.5 HP.

ω_{z1} : velocidad de rotación del engrane; 260 rpm.

ω_{z2} : velocidad de rotación del piñón; 600 rpm.

ϕ : ángulo de contacto entre dientes. 20°, y de profundidad completa.

Con los datos expuestos se obtiene una relación de transmisión mediante la siguiente expresión:

$$i = \frac{\omega_{z2}}{\omega_{z1}} = \frac{Z1}{Z2} \quad (4.50)$$

$$i = 2.3$$

Partiendo de un valor aleatorio de dientes para el engrane, y con el resultado obtenido de la expresión 4.50, se calcula el número de dientes necesario para el piñón.

Z1: número de dientes aleatoria del engrane; 90.

Z2: número de dientes del piñón

El resultado de emplear la expresión 4.50 para obtener el número de dientes del piñón es:

$$Z_2 = 39 \quad (\text{dientes})$$

A continuación, se selecciona un paso diametral, este valor será considerado en función de las facilidades que se presenten para su fabricación, por tal motivo se elige el valor siguiente:

Pd: paso diametral; 12

Con dicho valor se puede obtener los valores correspondientes al diámetro de paso tanto del engrane como del piñón, así para obtener la distancia que existirá entre dichos elementos.

Para tal análisis se debe emplear la siguiente expresión:

$$d_p = \frac{Z}{Pd} \tag{4.51}$$

En donde:

d_p : diámetro de paso. d_{p1} del engrane y d_{p2} del piñón.

$$d_{p1} = 7.5 \quad (\text{plg}) = 190.5 \quad (\text{mm})$$

$$d_{p2} = 3.25 \quad (\text{plg}) = 82.55 \quad (\text{mm})$$

Ahora bien, los datos obtenidos anteriormente son la base para el análisis completo que se debe realizar en lo que respecta a la fabricación de engranes. A continuación se realizará el análisis de lo que respecta al espesor del diente del engrane mediante la expresión:

$$b_1 = \frac{F_d}{d_{p1} \cdot Q \cdot K} \quad (4.52)$$

En donde:

b_1 : espesor del diente (plg).

F_d : fuerza dinámica aplicada (lb).

Q : factor geométrico del engrane.

K : factor de carga al desgaste, en función de los materiales del piñón como del engrane. Se considera de manera optativa la elaboración del engrane de duralón C100 y el piñón de AISI 3115, cuyas propiedades se detallaran mas adelante. Lo que nos da como valor de 184 debido al contacto de los 2 materiales antes mencionados.

En lo que respecta al duralón C100, dichas características se obtuvieron del fabricante INDUSQUIMA, al igual que la respectiva asesoría en el manejo del mismo

Para obtener a fuerza dinámica aplicada se debe emplear una expresión que es en función de la velocidad tangencial de la circunferencia de paso, dicho valor se calcula por medio de la formula:

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot \omega_{z1}}{12} \quad (4.53)$$

De donde se obtiene que:

$$V_p = 510.51 \left(\frac{\text{pies}}{\text{min}} \right) = 2.59 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

La expresión que se emplea para la fuerza dinámica aplicada que se encuentra entre los valores de la velocidad tangencial de la circunferencia de paso de 0 a 2000 pies/min es:

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

En donde:

F_t : fuerza tangencial, (lb)

La fuerza tangencial que se genera en el movimiento de los engranes se resuelve mediante la expresión:

$$F_t = \frac{T_{p1}}{\frac{d_{p1}}{2}} \quad (4.55)$$

En donde:

T_{p1} : torque en el engrane, (lb-plg), el cual se determina a partir de 4.56.

$$T_{p1} = P \cdot \frac{63000}{\omega z_1} \quad (4.56)$$

Con el valor obtenido del torque generado, se utiliza la expresión 4.55, lo que da como resultado la fuerza tangencial:

$$F_t = 96.9 \text{ (lb)} = 431.03 \text{ (N)}$$

Con este resultado, se puede obtener el valor de la fuerza dinámica aplicada mediante la expresión 4.54

$$F_d = 179.39 \text{ (lb)} = 797.97 \text{ (N)}$$

Con todos los elementos integrantes de la ecuación 4.52 se puede obtener el valor del espesor del diente del engrane, el cual debe encontrarse dentro de un rango teórico de diseño como motivo de estudio, el cual es:

$$b_1 = 0.215 \text{ (plg)} = 5.46 \text{ (mm)}$$

$$\left(b_1 < \frac{14}{P_d} \right) \wedge \left(b_1 > \frac{9}{P_d} \right) \quad (4.57)$$

Con la expresión 4.57 lo que se obtiene es el espesor ideal teórico que debe tener el engrane, es por eso que se partirá con un valor optativo, para realizar una interacción con las propiedades del material, comprobando si el valor seleccionado para el espesor del diente es el adecuado. El nuevo valor es:

$$b_1 = 2 \text{ (plg)} = 50.8 \text{ (mm)}$$

Los valores de los factores de forma de Lewis²⁵ para los engranes según el número de dientes son:

$$Y_g = 0.442 \quad (\text{engrane})$$

$$Y_p = 0.386 \quad (\text{piñón})$$

Se detallarán a continuación las propiedades mecánicas de los materiales seleccionados para la fabricación del engrane y del piñón respectivamente para su análisis y la obtención de resultados en lo que respecta de la interacción de estos dos componentes.

Engrane: Duralón C100 (proveedor-INDUSQUIMA)

Para comprobar si el material empleado en el diseño es el adecuado para el mismo, se realiza la comparación entre la fuerza admisible y la fuerza dinámica de la siguiente manera:

²⁵ DEUTCHMANN AARON. Pag. 573-574. Tabla 10-2

$$F_{b1} > F_d \quad (4.58)$$

En donde

F_{b1} : fuerza admisible en el engrane; la cual se obtiene mediante la expresión 1.9:

$$F_{b1} = S_{o_g} \cdot b_1 \cdot \frac{Y_g}{P_d} \quad (4.59)$$

En donde:

S_{o_g} : esfuerzos estáticos de seguridad para la ecuación de Lewis, expresión 4.60.

Y_g : factores de forma de Lewis para el engrane.

$$S_{o_g} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_{e1} \quad (4.60)$$

En donde:

k_a : factor de acabado superficial. Se lo obtiene de acuerdo con la expresión 1.11

k_b : factor de tamaño. Se lo calcula empleando la ecuación 4.62

k_c : factor de carga. El valor empleado será 1 debido a las condiciones de operación.

k_d : factor de temperatura. Para el presente análisis se considera el valor de 1 debido a que la temperatura de operación es menor a los 450°C

k_e : factor de efectos diversos de la concentración del esfuerzo; valor que se obtiene de realizar análisis en función del radio de la muesca, la sensibilidad de la muesca. Lo que nos da un valor de 0.615.

S_{e1} : esfuerzo límite de fatiga en la superficie; 4846 (lb/plg²)

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (4.61)$$

En la expresión para el cálculo del factor de acabado superficial, se encuentran coeficientes según el tipo de proceso de conformado o de fabricación del mismo, es por esto que los valores de dichos coeficientes son los siguientes:

a: 2.7

b: -0.265

Sut: resistencia máxima a la tensión; en el caso del duralón C100 es 10.77 Kpsi

Con estos valores, en la expresión 4.61 se obtiene el resultado del factor de acabado superficial que es:

$$k_a = 1.438$$

En el diseño se considera que si el factor de acabado superficial es mayor que la unidad, este debe tomar dicho valor, es decir:

$$k_a = 1$$

En lo que respecta al cálculo del factor de tamaño, se lo realiza mediante la expresión 1.12:

$$k_b = \left(\frac{d_e}{0.3} \right)^{-0.1133} \quad (4.62)$$

En donde:

d_e : diámetro equivalente; se considera el diente del engrane como una viga giratoria de sección transversal rectangular, el cual se lo calcula de la siguiente manera:

$$d_e = 0.808 \cdot \sqrt{b \cdot t} \quad (4.63)$$

t: grueso del diente, expresión 4.64

$$t = \sqrt{4 \cdot l \cdot x} \quad (4.64)$$

l: altura del diente, la cual se obtiene mediante la expresión 4.65 que nos es más que la suma del adendo y el dedendo

$$l = \frac{1}{Pd} + \frac{1.25}{Pd} \quad (4.65)$$

x: altura de la raíz del diente, expresión 4.66

$$x = \frac{3 \cdot Y_g}{2 \cdot Pd} \quad (4.66)$$

Luego de tales cálculos se puede definir ya el valor del factor de tamaño:

$$k_b = 0.94$$

Ahora bien, con todos los valores de los factores necesarios para el cálculo del esfuerzo estático de seguridad para la ecuación de Lewis de la expresión 4.60 se obtiene que:

$$S_{og} = 2.803 \times 10^3 \left(\frac{lb}{plg^2} \right)$$

Con dicho valor en la ecuación 4.59 se obtiene el resultado sobre la fuerza admisible en el engrane, que es de:

$$F_{b1} = 206.505 \quad (lb)$$

En conclusión con los valores obtenidos de la fuerza admisible y la dinámica aplicable, comparando entre ambos, la fuerza admisible es mayor a la dinámica aplicable, motivo por el cual es aceptable para la fabricación de dicho engrane empleando Duralón C100 para dicho motivo.

Procedimiento similar se debe realizar para el diseño del piñón, es por eso que se presentan en la tabla 4.10 los valores obtenidos del diseño con sus equivalencias en el sistema internacional, tanto del piñón como del engrane.

Tabla 4. 10 Tabla de resumen de cálculo – SI

	Engrane	Piñón
Material	Duralón C100	AISI 3115
Velocidad de rotación (rpm)	260	600
Numero de dientes	90	39
Diámetro de paso (mm)	190.5	82.55
Paso diametral	12	12
Espesor (mm)	50.8	50.8
Fuerza dinámica aplicada (N)	799.92	799.92
Fuerza admisible (N)	920.82	2341

Existe el método AGMA para la verificación del diseño de engranes, el cual se aplicará en el presente proyecto para comprobar si los valores obtenidos son correctos y que el diseño satisface las necesidades para la aplicación. Pero ahora se partirá considerando al piñón como elemento de estudio.

El material que se empleará para la construcción del piñón es el AISI 3115, el cual tiene una resistencia para dientes de engranajes rectos de 36000 psi²⁶. Para calcular el esfuerzo admisible máximo se utiliza la expresión 4.67, la cual se debe comparar con el esfuerzo generado en la raíz del diente, el cual debe ser mayor que este último para que el diseño sea aceptable. Es por eso que primeramente se debe definir los términos que intervienen en dicha ecuación y la manera de hallarlos.

²⁶ DEUTCHMANN AARON, Tabla 10-7, pag. 584

$$S_{ad} = S_{at} \cdot \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} \quad (4.67)$$

En donde:

S_{at} : esfuerzo admisible según el material, AISI 3115

K_L : factor de vida²⁷, con un número de ciclos de infinito, valor es 1

K_T : factor de temperatura, la temperatura de operación no es mayor a 160°, es por eso que el valor de dicho factor es 1.

K_R : factor de confiabilidad o de seguridad. 1.2 es considerado un valor de diseño normal que es razonable.

Reemplazando los valores en la expresión 4.67, el valor del esfuerzo admisible máximo es:

$$S_{ad} = 30000 \text{ (psi)} = 206.8 \text{ (MPa)}$$

La expresión del esfuerzo calculado en la raíz del diente es:

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot P_d \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J} \quad (4.68)$$

En donde:

K_o : factor de corrección por sobrecarga²⁸. Los datos estipulados se seleccionan al valor de 1.25 según las condiciones de trabajo.

K_s : factor de corrección por tamaño. Para engranes rectos se recomienda el valor 1.

K_m : factor de distribución de la carga²⁹. Según valores tabulados el valor 1.6.

K_v : factor dinámico. El valor para el presente factor se lo obtiene mediante la expresión 4.69.

J : factor geométrico³⁰. El valor seleccionado según el tipo de diseño es 0.42

²⁷ DEUTCHMANN AARON, Tabla 10-8, pag. 586

²⁸ DEUTCHMANN AARON, Tabla 10-4, pag. 579

²⁹ DEUTCHMANN AARON Tabla 10-5, pag. 579

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V_p}}} \quad (4.69)$$

Con todos los datos obtenidos, la expresión 4.68 da como resultado:

$$\sigma_t = 3446 \text{ (psi)} = 23.8 \text{ (MPa)}$$

Realizando la comparación entre los valores anteriormente mencionados, como se puede apreciar en la expresión 4.70.

$$\sigma_t < S_{ad} \quad (4.70)$$

Tabla 4. 11 Tabla de resumen de cálculo – SI

	Engrane	Piñón
Material	Duralón C100	AISI 3115
S_{at} (MPa)	39.3	248.2
S_{ad} (MPa)	45.85	206.84
Velocidad en la línea de paso (m/min)	155.45	155.45
σ_t (MPa)	20.25	23.76
σ_t < S_{ad}	Aceptable	Aceptable

Se puede concluir que el diseño realizado cumple con las especificaciones que las normas generales de diseño estipula, por consiguiente el material analizado es el adecuado para la fabricación de dichos elementos.

³⁰ DEUTCHMANN AARON Figura 10-22, pag. 581

4.2.4.4. Diseño del eje de transmisión

La figura 4.37 presenta al eje de transmisión, en el cual están montados la catalina conducida y el engrane 2. En el eje deslizante de enrollado se encuentra presente el engrane 1, las fuerzas motriz, radial y tangencial también se encuentran esquematizadas.

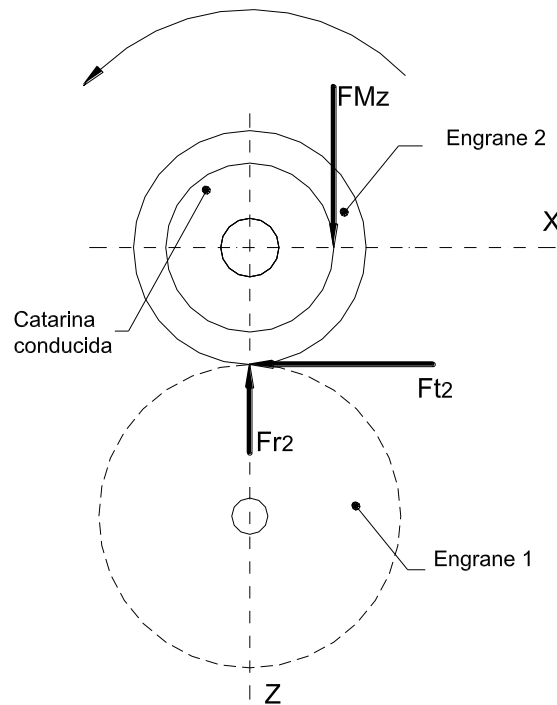


Figura 4. 37 Sistema de engranaje con sus respectivos ejes

Como se puede observar en este caso tenemos únicamente una componente de la fuerza motriz, debido a que en la transmisión por cadena las catalinas tienen el mismo diámetro de paso.

ANÁLISIS EN EL PLANO Y-X

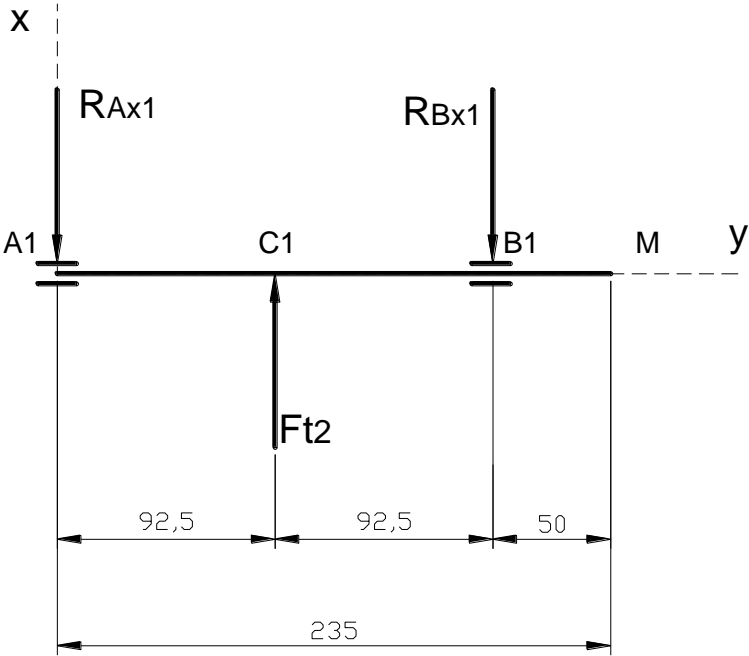


Figura 4. 38 DCL eje de transmisión – Plano Y-X

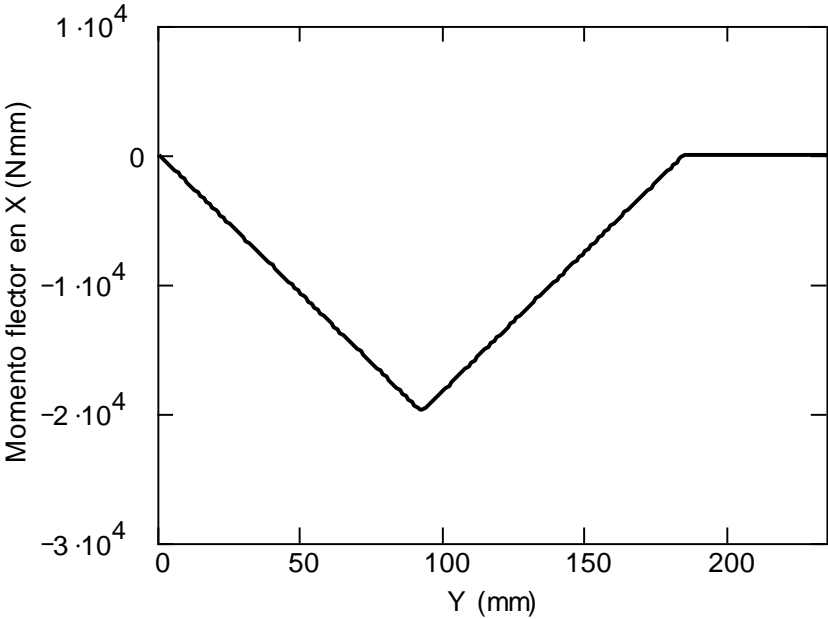


Figura 4. 39 Diagrama de momento flector – Plano Y-X

Los resultados obtenidos de la sumatoria de fuerzas y del diagrama de momento flector se encuentran tabulados en la tabla 4.12.

Tabla 4. 12 Valores de fuerza y momento – Eje de transmisión – Plano Y-X

Punto	Fuerza [N]	Momento [Nmm]
A1	215.5	0
C1	431	19940
B1	215.5	0
M	0	0

ANÁLISIS EN EL PLANO Y-Z

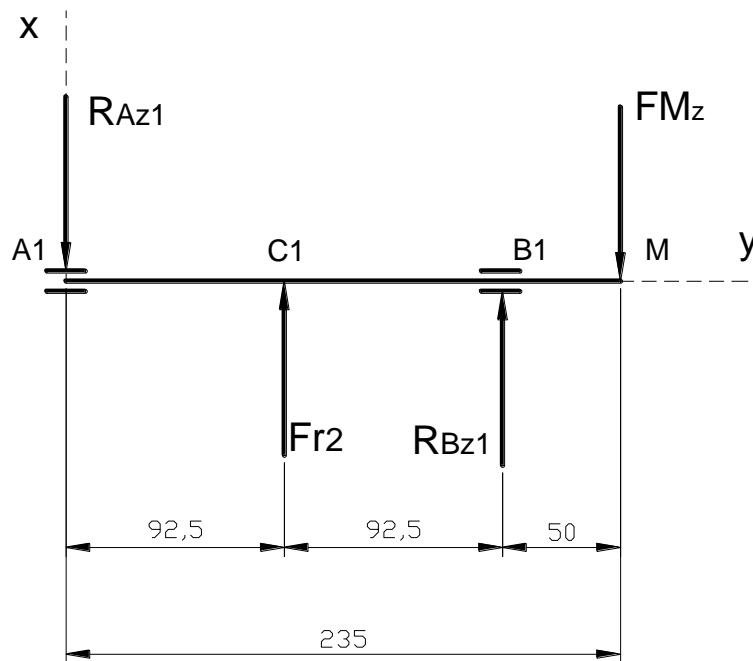


Figura 4. 40 DCL eje de transmisión – Plano Y-Z

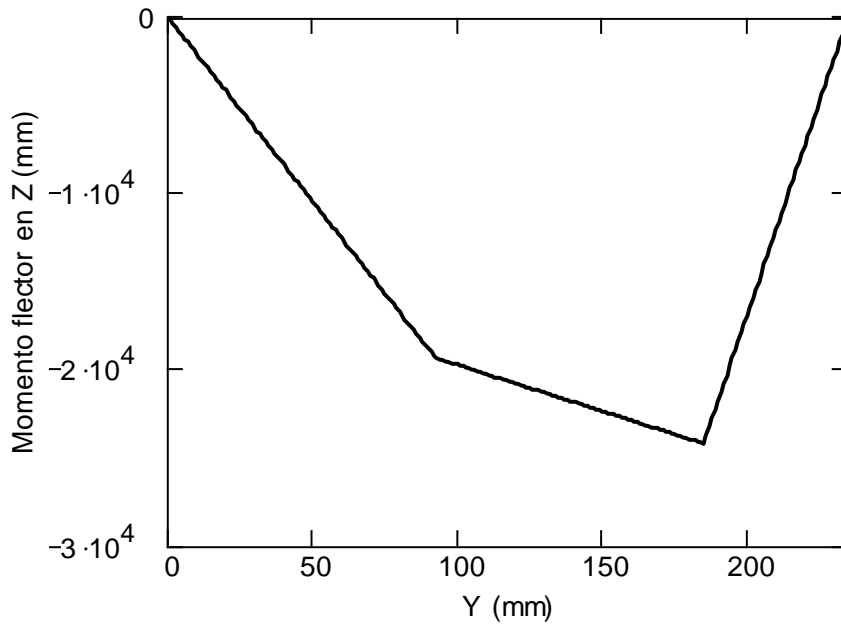


Figura 4. 41 Diagrama de momento flector – Plano Y-Z

En la tabla 4.13 se presentan los resultados correspondientes a las cargas actuantes en el plano Y-Z para el eje de transmisión:

Tabla 4. 13 Valores de fuerza y momento – Eje de transmisión – Plano Y-Z

Punto	Fuerza [N]	Momento [Nmm]
A1	209.5	0
C1	156.8	19380
B1	537.4	24240
M	484.8	0

A continuación se presenta el diagrama de momento torsor para el eje de transmisión:

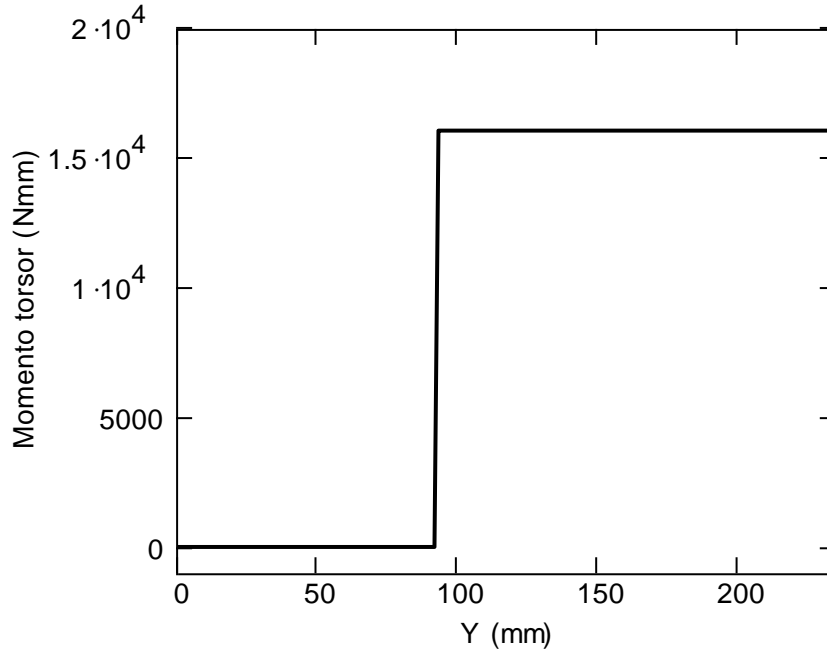


Figura 4. 42 Diagrama de momento torsor

4.2.4.4.1. Determinación de diámetros de secciones

Para la fabricación de los ejes del sistema de enrollado se seguirá utilizando el acero de transmisión SAE 1018, el cálculo de las secciones de los ejes se lo realiza en base a la figura 4.43 y utilizando las expresiones 4.28 a 4.32. Los resultados se encuentran tabulados en la tabla 4.14.

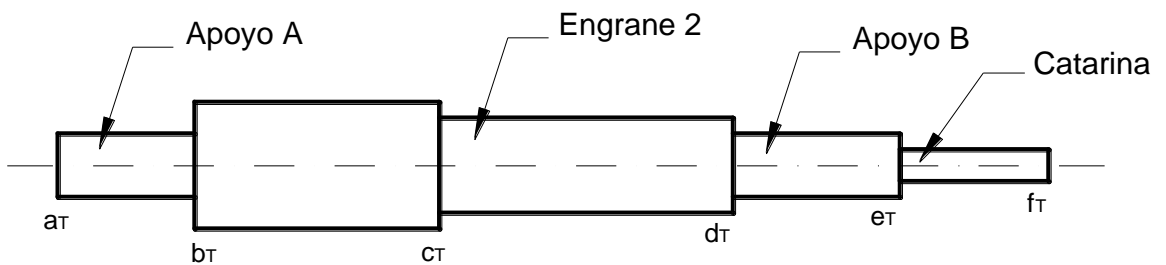


Figura 4. 43 Eje de transmisión con sus elementos

Tabla 4. 14 Longitudes y diámetros de secciones – Eje de transmisión

SECCION	LONGITUD [mm]	DIAMETRO [mm]
a _T -b _T	35	20
b _T -c _T	69	30
c _T -d _T	101	26
d _T -e _T	40	20
e _T -f _T	30	13

A continuación se presenta el gráfico de la deflexión para el plano más crítico y su valor máximo.

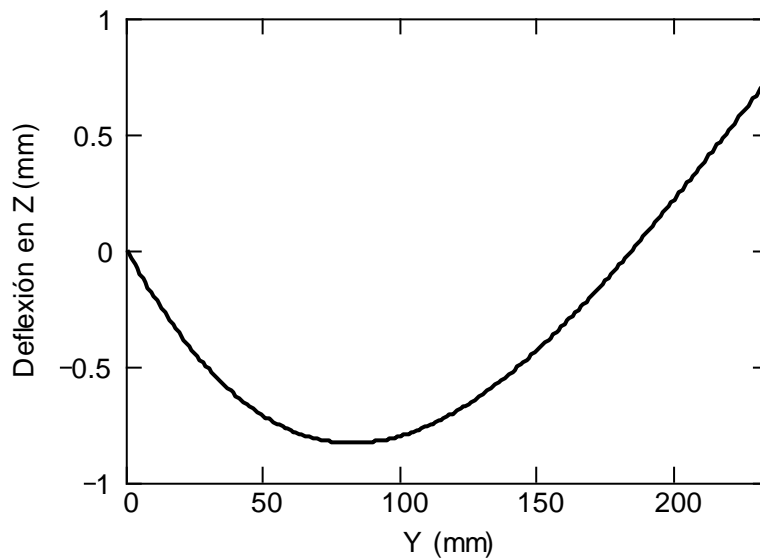


Figura 4. 44 Diagrama de deflexión – Eje de transmisión

$$\delta_{\max} = -0.835 \text{ (mm)}$$

4.2.4.5. Diseño del conjunto de enrollado

El eje de enrollado consiste en un conjunto de dos piezas, una externa denominada camisa de transmisión, la cual recibe el movimiento del sistema de engranajes y un eje estriado, el cual está en la parte interna de la camisa y es el que se desliza de abajo hacia arriba para poder realizar el enrollado del alambre. En la figura 4.45 se encuentra esquematizado el conjunto del eje de enrollado.

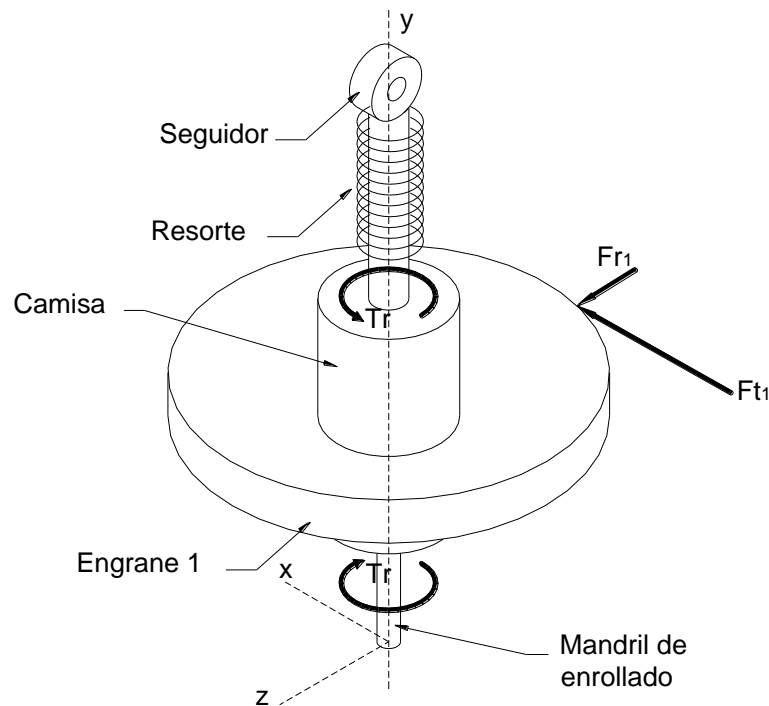


Figura 4. 45 Eje de enrollado

4.2.4.5.1. Diseño de la camisa de transmisión

En la figura 4.46 se encuentran las partes que componen el eje de enrollado a continuación se desarrolla el cálculo de la camisa de enrollado. El cálculo de la camisa no se remitirá a la determinación del diámetro como en casos anteriores sino, a encontrar el factor de seguridad que garantice que el material previamente seleccionado no fallará. La selección del material se lo hizo tomando en cuenta características constructivas que permitan optimizar de

mejor manera el espacio interno y externo de la camisa. Las características del material seleccionado se presentan a continuación:

Nombre: Barra perforada 147M

Especificación ASTM: A381

Diámetro interno: 25 [mm]

Diámetro externo: 50 [mm]

Esfuerzo de fluencia: 431 [MPa]

Esfuerzo último: 618 [MPa]

Utilizando las expresiones 4.26 a 4.28 y considerando que la barra perforada viene laminada en caliente, se obtiene el límite de resistencia a la fatiga con un valor de:

$$S_{ec} = 157.1 \quad (\text{MPa})$$

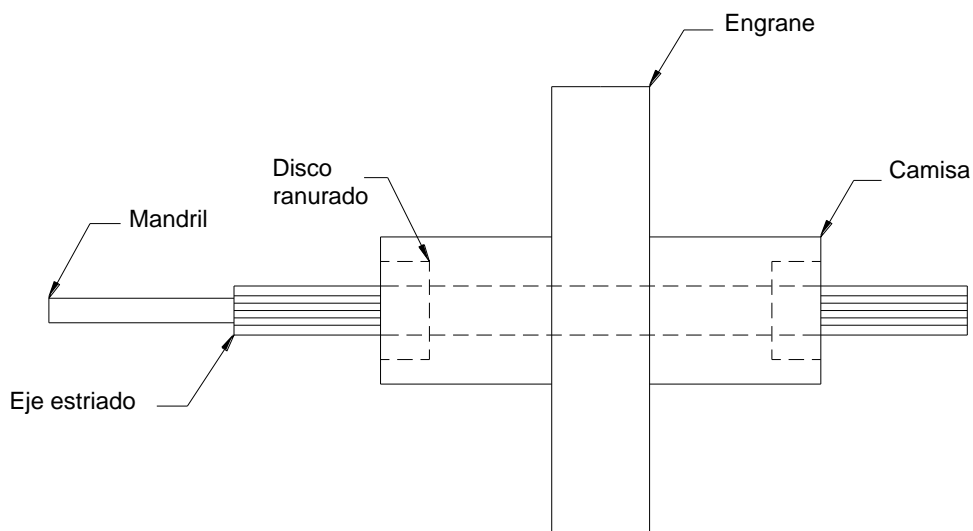


Figura 4. 46 Partes del eje de enrollado

La camisa se comportará como una viga simplemente apoyada, con una carga puntual en el centro.

ANÁLISIS EN EL EJE X

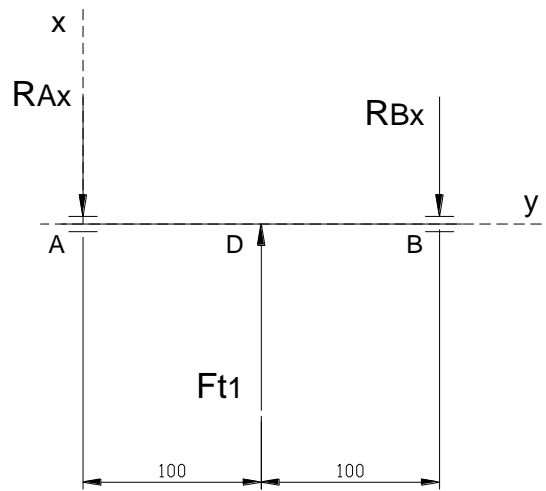


Figura 4. 47 DCL camisa de enrollado – Plano Y-X

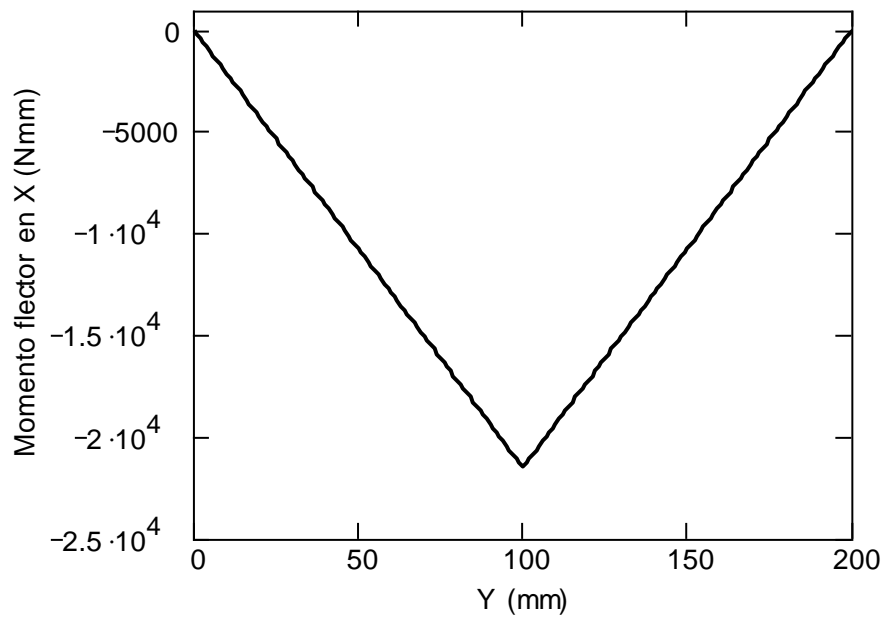


Figura 4. 48 Diagrama de momento de flector – Camisa de transmisión – Plano Y-X

Tabla 4. 15 Valores de fuerza y momento – Plano Y-X

PUNTO	FUERZA [N]	MOMENTO [Nmm]
A	215.5	0
D	431	21550
B	215.5	0

ANÁLISIS EN EL EJE Z

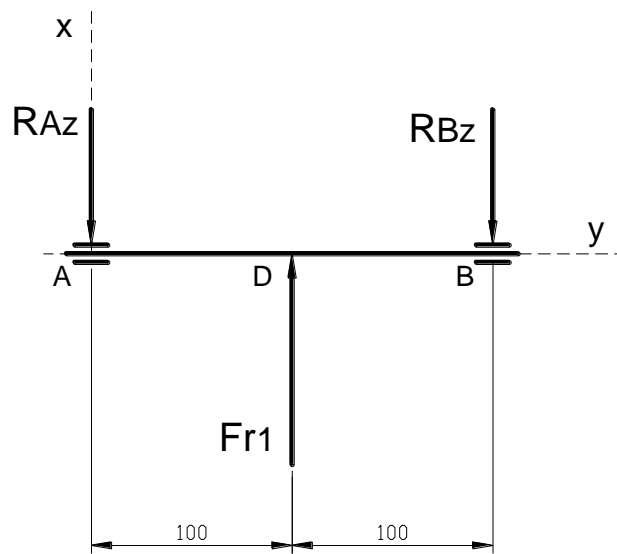


Figura 4. 49 DCL camisa de enrollado – Plano Y-Z

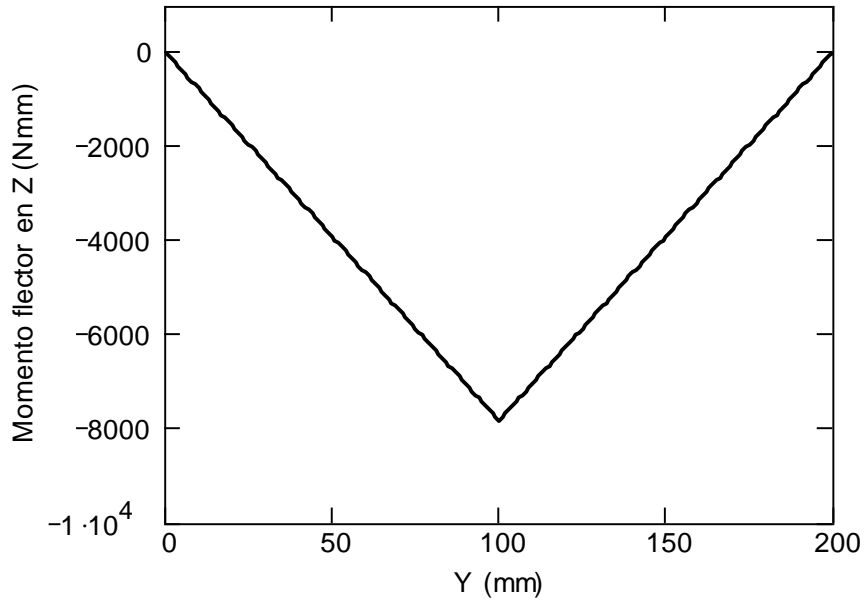


Figura 4. 50 Diagrama de momento flector – Camisa de transmisión – Plano Y-Z

Tabla 4. 16 Valores de fuerza y momento – Plano Y-Z

Punto	Fuerza [N]	Momento [Nmm]
A	78.4	0
D	156.8	7844
B	78.4	0

Con el valor del momento flector resultante y el valor del torque que ofrece el motorreductor, 16000 [Nmm], se determina el factor de seguridad para este elemento utilizando la expresión 4.71.

$$n_c = \frac{D_{mc}^3 \cdot \pi}{32 \cdot \left[\frac{3}{4} \cdot \left(k_{fsm} \cdot \frac{T_c}{S_{yc}} \right)^2 + \left(k_f \cdot \frac{M_D}{S_{ec}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (4. 71)$$

Donde:

D_{mc} : Diámetro medio de la barra perforada

T_c : Torque aplicado en la camisa

M_D : Momento resultante en el punto D

S_{yc} : Esfuerzo de fluencia de la barra perforada

k_{fsm} : 2.25

k_f : 1.85

$$n_c = 14.1$$

Como se ve el factor de seguridad es muy amplio por lo que al material seleccionado se lo considera adecuado para la función que va a desempeñar. A continuación en la tabla 4.17 se presentan los diámetros y longitudes para cada sección, tomando en cuenta la figura 4.51:

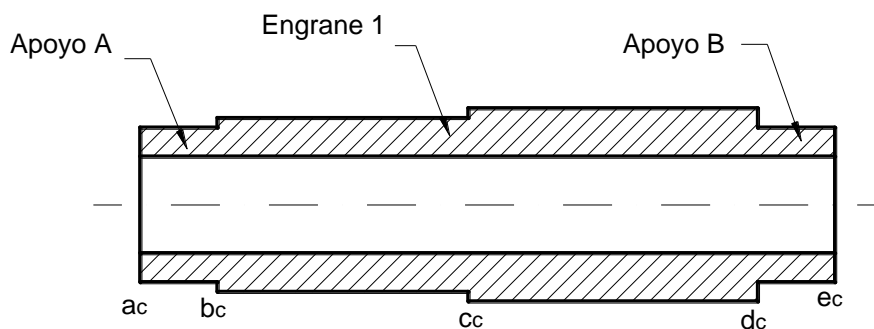


Figura 4. 51 Camisa de transmisión y sus elementos

Tabla 4. 17 Longitudes y diámetros de secciones – Camisa de transmisión

Sección	Longitud [mm]	Diámetro [mm]
a _c -b _c	11	40
b _c -c _c	66	50
c _c -d _c	104	45
d _c -e _c	11	40

4.2.4.5.2. Diseño del mandril de enrollado

El eje de enrollado como se muestra en la figura 4.46 está compuesto de dos elementos, el eje estriado deslizante y un mandril de enrollado, este último será fabricado de Carburo de Tungsteno el cual es un material frágil pero su composición química le da una alta resistencia a la tracción y la flexión. El eje estriado o ranurado como se lo explicó anteriormente se desliza dentro de la camisa de transmisión y estará sometido solamente a la carga torsional que ejerce el motor y que le es transmitido por los discos ranurados como se muestra en la figura 4.46. A continuación en la figura 4.52 se presenta el diagrama de momento torsor para todo el eje de enrollado:

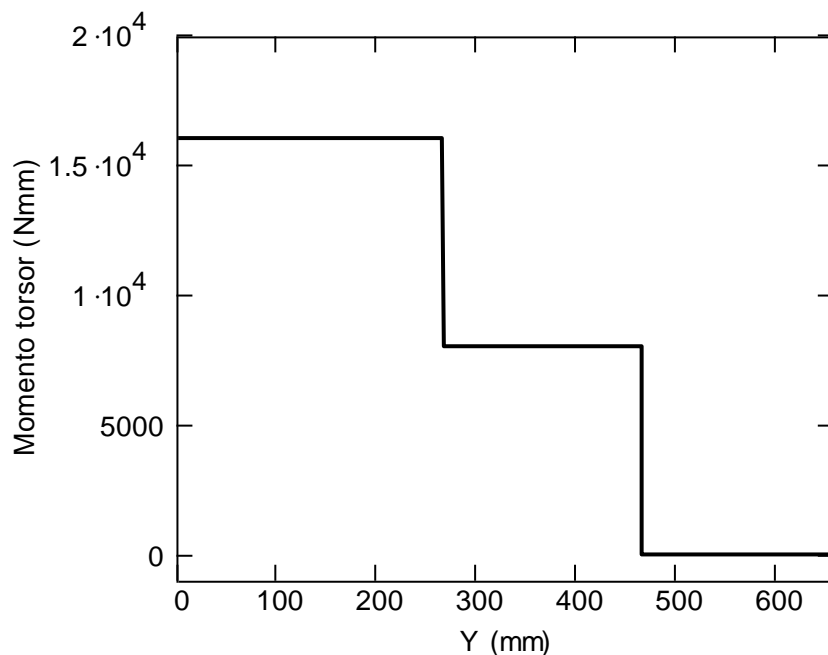


Figura 4. 52 Diagrama de momento torsor – Eje estriado

Primeramente se determinará el diámetro mínimo que debe tener el mandril de enrollado, reordenando la expresión 4.29 y considerando que no hay presencia de momento flector se tiene:

$$D_m = \left[\frac{32 \cdot n}{\pi} \left[\frac{3}{4} \left(k_{fsm} \cdot \frac{T_m}{S_{ym}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.72)$$

Donde:

k_{fsm} : 1.27. Asumiendo que el diámetro de la sección ranurada tiene 20 [mm].

T_m : Es el torque máximo presente en el mandril de enrollado

S_{ym} : Esfuerzo de fluencia del Carburo de Tungsteno, 1400 [MPa].

$$D_m = 6.65 \quad (\text{mm})$$

Este valor brinda gran seguridad de que el mandril no fallará, ya que, en esta sección el diámetro no puede ser mayor a 10 [mm] para poder cumplir con las características del resorte que se presentaron en el capítulo 2.

4.2.4.5.3. Diseño del eje estriado

Como se expuso anteriormente este eje presenta un movimiento alternativo, posee un desplazamiento vertical y a su vez de rotación, una mejor manera para llevar a cabo dicha aplicación fue el emplear un arreglo de estrías o ranuras que permitan la misma. También existen otras alternativas para realizar la misma función, pero un eje ranurado presenta una mayor versatilidad y reducción de costos en su fabricación comparado con otros mecanismos. Dichos nervios o estrías pueden ser de la pieza interna como de la externa, ambos poseen la misma forma general de los dientes de la envolvente para engranes, aunque la altura del diente es la mitad de estos últimos y el ángulo de presión es de 30 grados.

Para la fabricación de un eje ranurado, se emplean arreglos previamente establecido por el ASA, Involute splines, es una fracción en la que el numerador es el paso diametral y el denominador es el doble de su numerador

y son de 15 series siguientes: 1/2, 2.5/5, 3/6, 4/8, 5/10, 6/12, 8/16, 10/20, 12/24, 16/32, 20/40, 24/48, 32/64, 40/80 y 48/96 . El número de dientes que se pueden emplear en es este tipo de arreglos van de 4 a 50.

Parte del diseño de un eje ranurado es el ajuste que deben tener con los acoples ranurados. Existen tres tipos de ajustes que se aplican a estos tipos de ejes o elementos ranurados, y son: 1) de diámetro mayor, el cual se regula variando el diámetro externo del eje, 2) de los flancos de los dientes, se regula variando el espesor de los dientes; 3) de diámetro menor, se regula variando el nervio interno. Todos estos tipos de ajustes se subdividen en tres clases: a) corredizo, juego en todos los puntos; b) apretado, ajusta bien en el diámetro mayor, en los flancos de los dientes o en el diámetro menor; c) forzado o de presión, la dimensión de la pieza interior es ligeramente excesiva en el diámetro mayor, de esta forma hay que obligar al elemento estriado a penetrar con un martillo o prensa.

Antes de realizar el diseño de las estrías se determinará mínimo que debe tener esta sección del eje. El eje estriado se lo fabricará de acero de transmisión SAE 1018, utilizando la expresión 4.72, se obtiene un diámetro mínimo para esta sección de:

$$D_{est} = 8.76 \quad (\text{mm})$$

En la tabla 4.18 se presentan los diámetros finales y las longitudes de cada sección para el eje estriado, basados en la figura 4.53.

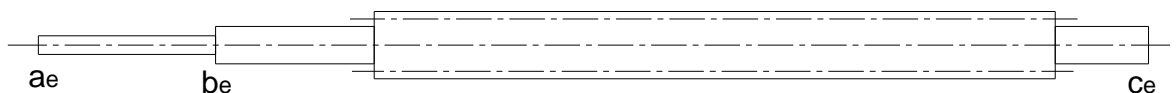


Figura 4. 53 Eje estriado deslizante

Tabla 4. 18 Longitudes y diámetros de secciones – Eje de enrollado

Sección	Longitud [mm]	Diámetro [mm]
a _e -b _e	90	10
b _e -c _e	457	18

El diámetro de 18 [mm] se lo consideró idóneo para poder seleccionar un paso diametral adecuado para la fabricación de las ranuras y que la herramienta para fabricarlas exista en el mercado. Para empezar el diseño de las ranuras del eje, se determinará primeramente el diámetro de paso mediante la expresión 4.73, donde se considerarán dos parámetros fundamentales, vale aclarar que las siguientes expresiones están en el sistema de unidades inglés.

$$d_p = \frac{N}{P_d} \quad (4. 73)$$

Donde:

N: Número de estrías para un eje que se desliza con carga, 6.³¹

P_d: Paso diametral, 8.

Para la determinación del paso circular y del espesor circular del diente se utilizan las expresiones 4.74 y 4.75 respectivamente.

$$p = \frac{\pi}{P_d} \quad (4. 74)$$

$$t = \frac{p}{2} \quad (4. 75)$$

Las expresiones para determinar el addendum, dedendum y diámetro mayor se presentan a continuación en las ecuaciones 4.76, 4.77 y 4.78. Tomando en cuenta la figura 4.54, en la tabla 4.19 se presentan los datos finales necesarios

³¹ BAUMEISTER Y MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico. Tabla 46.

para la construcción del eje estriado una vez realizadas las respectivas transformaciones al sistema internacional de medida.

$$a = \frac{0.5}{Pd} \quad (4.76)$$

$$b = \frac{0.6}{Pd} + 0.002 \quad (4.77)$$

$$Do = \frac{N + 1}{Pd} \quad (4.78)$$

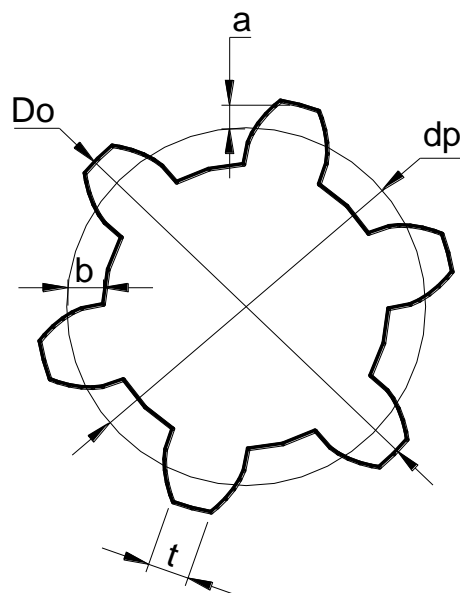


Figura 4. 54 Sección del eje estriado con sus elementos

Tabla 4. 19 Medidas del eje estriado

	Denominación	[mm]
d_p	Diámetro de paso	19.05
p	Paso circular	9.98
t	Espesor circular del diente	4.99
a	Addendum	1.59
d	Dedendum	1.59
Do	Diámetro mayor	22.22

El emplear un acoplamiento ranurado presenta ciertas ventajas al mecanismo de enrollado como:

- Facilita al autocentrado, repartiendo por igual el apoyo y esfuerzos entre todos los dientes que lo conforman.
- Presenta facilidad de fabricación empleando procedimientos y herramientas estándares que se utilizan para el tallado de engranes.

Lo único que se debe tomar en cuenta en el diseño de las ranuras es el esfuerzo cortante. Por esta razón a continuación se presenta el cálculo del torque admisible que pueden soportar los dientes del eje ranurado, para lo cual se utiliza la expresión 4.79.

$$T_{est} = L_{est} d_p^2 \cdot \frac{S_{sy}}{1.2732} \quad (4.79)$$

Donde:

L_{est} : Longitud de las estrías, 340 [mm].

S_{sy} : Esfuerzo cortante admisible SAE 1018, 332 [MPa]

$$T_{est} = 3.221 \times 10^7 \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$$

El torque determinado es un valor muy permisible si se lo compara con el torque requerido para enrollar el alambre determinado con anterioridad. Una vez diseñado el eje ranurado, las normas de la ASA establecen ciertos criterios para la fabricación de los encajes ranurados y cuyos valores se encuentran referidos a la figura 4.55.

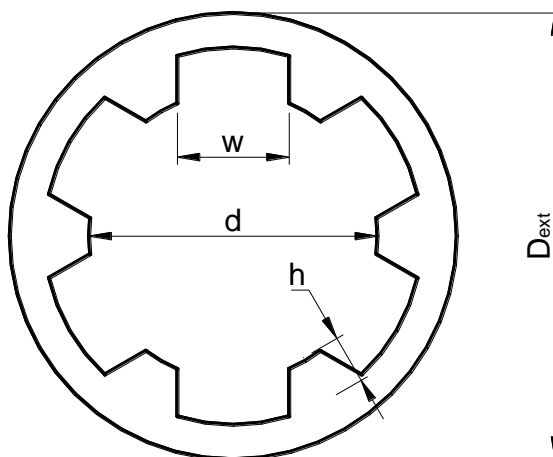


Figura 4. 55 Disco ranurado

Para este eje ranurado de 6 estrías y con tipo de ajuste corredizo, que le permite deslizarse cuando se encuentre cargado, se obtienen las siguientes dimensiones estandarizadas³² que se presentan en la tabla 4.20.

Tabla 4. 20 Medidas de disco ranurado

	Denominación	[mm]
D_{ext}	Diámetro externo	30
d	Diámetro interno	15.24
w	Ancho de la ranura	1.91
h	Profundidad de ranura	4.76

4.2.4.6. Diseño del dispositivo leva-seguidor

Para conocer acerca del diseño de este tipo de mecanismos y los parámetros fundamentales que intervienen en el diseño de una leva, es necesario referirse al anexo. Uno de estos parámetros es el diagrama de elevación, el cual, es el que representa la función que va a desempeñar la leva junto al seguidor, con la finalidad de realizar alguna aplicación, la cual en el

³² BAUMEISTER Y MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico. Tabla 46.

presente caso será la de realizar la envolvente para la fabricación de un resorte, la función que genera el resorte se encuentra representada por el ángulo de giro de la leva y el desplazamiento que debe tener el seguidor para el conformado del resorte. A continuación, en la figura 4.58 se presenta el mismo diagrama de elevación anterior pero relacionada con las revoluciones del mandril de enrollado para la fabricación del elemento en cuestión.

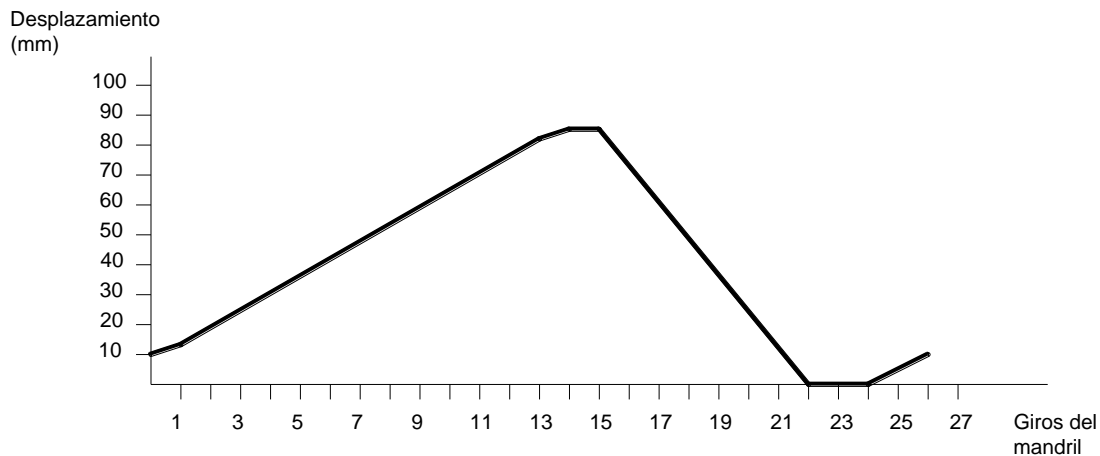


Figura 4. 56 Desplazamiento del seguidor vs. Giros del mandril

De manera concreta, se requieren 26 revoluciones del mandril de enrollado para la fabricación de un resorte, esto implica que la leva debe dar una sola revolución para dicho propósito, como se aprecia en la figura 4.56, en la que la función se encuentra desarrollada en los 360°. Cada revolución de giro del mandril de enrollado representa un giro de la leva de 13.84°. A continuación se detallará cada uno de los segmentos del diagrama de elevación que conforman el diagrama para la conformación del resorte.

Para iniciar con la curva de la leva, se parte de una altura referencial de 10 [mm], la primera y la última espira del resorte de compresión deben tener el paso igual al diámetro del alambre, con la finalidad de que los extremos sean a escuadra. Es por esto que al terminar de dar el primer giro el mandril de enrollado, la curva debe encontrarse a una altura de 13.25 [mm]. La ecuación 4.80 representa dicha espira.

$$s1(\theta) = \left(\frac{h}{\beta1} \right) \cdot (\theta - \beta1) + (h1 + h) \quad (4. 80)$$

Donde:

h1: altura de referencia

h: paso de la espira muerta

$\beta1$: ángulo que necesita girar la leva para realizar la espira

El resorte que se encuentra en el presente estudio consta de 13 espiras, del cual 2 son muertas, es decir, son a escuadra, las 11 restantes poseen un paso uniforme entre espiras de 5.73 [mm]. La curva luego del trazo de la primera espira asciende de manera progresiva hasta conformar todas las espiras de paso uniforme. Mediante la ecuación 4.81 se pueden representar dichas espiras en el diagrama de elevación:

$$s2(\theta) = \left(\frac{h2 - h1 - h}{\beta2} \right) (\theta - \beta2 - \beta1) + h2 \quad (4. 81)$$

Donde:

h2: altura máxima del diagrama

$\beta2$: ángulo de debe girar la leva para conformar las 11 espiras uniformes.

Terminado ya el conformado de las 12 espiras del resorte, queda únicamente el conformado de la última espira, que al igual que la primera, varía su paso a 3.25 mm que es el diámetro del alambre del que se va a fabricar el resorte. Ubicando la curva en el diagrama de elevación a una altura de 85.25 [mm], como se muestra en la figura 4.56. La ecuación 4.82 permite la elaboración de la última espira.

$$s_3(\theta) := \left(\frac{h}{\beta_3} \right) (\theta - \beta_2 - \beta_1) + h_2 \quad (4.82)$$

Donde:

h_2 : altura máxima de la curva

h : paso de la espira muerta

β_3 : ángulo que necesita girar la leva para realizar la espira muerta.

Terminada la fabricación del resorte con los puntos expuestos anteriormente, comienza ahora lo que representa el regreso del mandril a la posición inicial, el desenganchar el resorte fabricado del mandril y de sujetar el alambre para la elaboración del siguiente resorte. Todas las partes antes mencionadas en la curva del diagrama de elevación están representadas por una función lineal, la cual da la curva de la figura 4.57, generada en el programa MATHCAD.

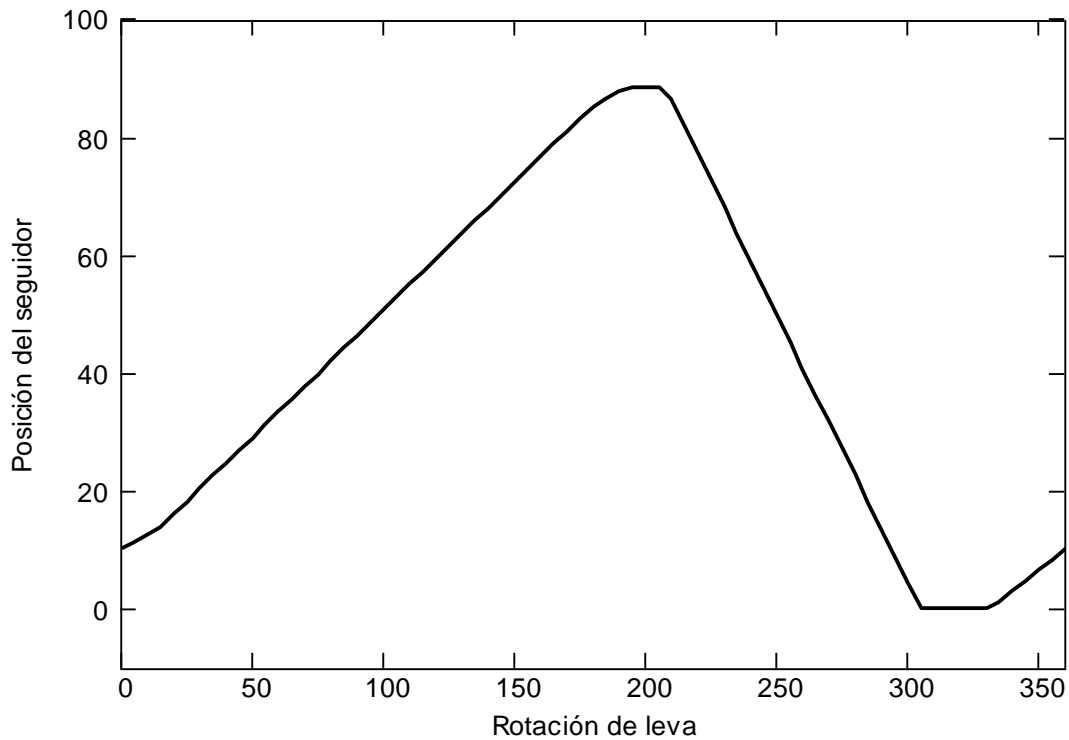


Figura 4. 57 Diagrama de elevación

La curva establecida para la leva es de mucha ayuda ya que permite seleccionar el tipo de leva que se va a emplear; según el diseño expuesto la leva que se utilizará es de cara o frontal en la que el desplazamiento del seguidor es paralelo al centro del eje en el que se encuentra dicha leva. Cabe anotar que la función establecida con ayuda del computador facilita la fabricación de una leva circular definiendo previamente el diámetro primitivo.

4.2.4.7. Diseño del resorte para leva

Como se observó en el enunciado que trata sobre el diseño del sistema leva-seguidor, para evitar el desprendimiento del seguidor de la pista de la leva, se requiere que exista una cierta presión entre dichos elementos, la cual se consigue con un resorte helicoidal de compresión, es por eso que a continuación se detallarán algunos aspectos importantes sobre el diseño de este tipo de elementos mecánicos.

En el diseño del resorte, se debe tener muy claro que tipo de trabajo va a desempeñar el mismo, las condiciones de operación y características que debe tener para que cumpla con la aplicación en cuestión.

Es por este motivo que se debe analizar al resorte en la que sus cargas se apliquen de manera dinámica, es decir, realizar un análisis de esfuerzos por fatiga. Lo primero que se debe definir para el estudio a fatiga, son los dos niveles de fuerzas que interactúan en la aplicación, F_{max} y F_{min} . Obteniendo de la siguiente manera:

$$F_{max} = \frac{y_{max} \cdot d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N_a} - W_{eje} \quad (4. 83)$$

$$F_{min} = \frac{y_{min} \cdot d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N_a} - W_{eje} \quad (4. 84)$$

En donde:

d: diámetro del alambre, 6.35 mm.

D: diámetro medio de espiras. 61.35 mm.

Nt: número de espiras totales del resorte. 15 espiras

Na: número de espiras activas. En este parámetro interviene el tipo de acabado que tengan los extremos del resorte. Extremos cuadrados y rectificadas, 13

G: modulo de corte del material o modulo de rigidez. El material empleado es el acero SAE 1085, 80800 [GPa].

W_{eje} : El peso de los elementos que se encuentran vinculados con el movimiento del resorte, 100 N.

y_{min} : valor del desplazamiento del resorte correspondiente a la precarga, 30 [mm]

y_{max} : valor del desplazamiento máximo del resorte correspondiente al valor de la carga aplicada máxima, 116 [mm]

Reemplazando en la expresión 4.83 y 4.84, los valores antes expuestos se obtienen los siguientes valores:

$$F_{max} = 534.58 \quad (N)$$

$$F_{min} = 64.12 \quad (N)$$

Con estos valores, los componentes de la fuerza alternante y medio se calculan a partir de las siguientes expresiones:

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (4.85)$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (4.86)$$

De donde se obtienen los siguientes resultados:

$$F_a = 253.23 \quad (\text{N})$$

$$F_m = 299.35 \quad (\text{N})$$

Con los datos del diámetro del alambre y el diámetro medio del resorte se obtiene el índice del resorte, que es una razón entre los dos datos expresados. El rango adecuado para la fabricación de un resorte es de 4 a 12. Resortes con índice menor a 4 son complejos de fabricar; y los mayores a 12 están propensos a pandearse. Es por eso que se debe obtener este valor para comprobar en que rango se encuentra del diseño para la fabricación del resorte.

$$C = \frac{D}{d} \tag{4. 87}$$

Del cual se obtiene:

$$C = 9.66$$

El cual es apropiado para la fabricación, y se puede continuar con el diseño. Para calcular el esfuerzo de la deflexión inicial producida por la carga mínima producto de la precarga, se emplea la siguiente expresión:

$$\tau_i = k_s \cdot \frac{8 \cdot F_{min} \cdot D}{\pi \cdot d^3} \tag{4. 88}$$

En donde:

k_s : factor de cortante directo, el cual se lo calcula con la expresión:

$$k_s = 1 + \frac{0.5}{C} \tag{4. 89}$$

Por tanto se obtiene:

$$\tau_i = 41.145 \quad (\text{MPa})$$

Ahora se debe calcular el esfuerzo cortante medio y alternante, ya que mas adelante en el diseño será empleado en el cálculo del factor de seguridad que nos brinda el presente análisis del resorte helicoidal de compresión:

$$\tau_m = k_s \cdot \frac{8 \cdot F_m \cdot D}{\pi \cdot d^3} \quad (4.90)$$

$$\tau_m = 192.10 \quad (\text{MPa})$$

$$\tau_a = k_w \cdot \frac{8 \cdot F_a \cdot D}{\pi \cdot d^3} \quad (4.91)$$

En donde:

k_w : Factor Wahl, Wahl define el término de concentración de esfuerzos para la presente aplicación con dicho factor, el cual incluye los esfuerzos de cortante directo como la concentración de esfuerzos por la curvatura del alambre, y se define por la siguiente expresión:

$$k_w = \left(\frac{4 \cdot C - 1}{4C - 4} \right) + \frac{0.615}{C} \quad (4.92)$$

Este valor, se lo reemplaza en la expresión 4.91, para obtener el valor del esfuerzo cortante alternante

$$\tau_a = 165.09 \quad (\text{MPa})$$

Ahora que ya se obtuvo el valor de los esfuerzos cortante alternante, medio y de la deflexión inicial, se debe comprobar el factor de seguridad que se obtiene del diseño de dicho resorte comparando con las características mecánicas del material que se va a emplear en la fabricación del mismo. Para calcular el factor de seguridad fatiga-torsión (Goodman) se emplea la siguiente expresión:

$$N_{fs} = \frac{S_{es} \cdot (S_{us} - \tau_j)}{S_{es} \cdot (\tau_m - \tau_j) + S_{us} \cdot \tau_a} \quad (4.93)$$

En donde:

S_{es} : Resistencia totalmente alternante a la fatiga, el cual se obtiene mediante la expresión:

$$S_{es} = 0.707 \cdot \frac{S_{ew} \cdot S_{us}}{S_{us} - 0.707 \cdot S_{ew}} \quad (4.94)$$

S_{ew} : Límite de resistencia a la fatiga del alambre para resortes no granallados, y su valor es de 310 MPa.

S_{us} : la resistencia máxima al cortante, valor que se obtiene de la expresión:

$$S_{us} = .67 \cdot S_{ut} \quad (4.95)$$

S_{ut} : Para obtener el valor de la resistencia máxima a la tensión se recurre a la expresión:

$$S_{ut} = A \cdot d^b \quad (4.96)$$

En la que los valores A y b^{33} se encuentran tabulados de acuerdo al material que se utilice para el diseño, y dichos valores son:

$$b := -0.1625$$

$$A := 2153.5 \text{ (MPa)}$$

Utilizando la expresión 4.94 se obtiene la resistencia totalmente alternante a la fatiga.

$$S_{eS} = 275.728 \text{ (MPa)}$$

Con todos los resultados obtenidos de las ecuaciones anteriormente expuestas, se obtiene ya el valor del factor de seguridad fatiga-torsión empleando la expresión 4.93:

$$N_{fs} = 1.3$$

Dicho valor es aceptable para el diseño del resorte sometido a fatiga, lo cual permite continuar con el diseño, obteniendo las dimensiones generales para su fabricación. La longitud libre del resorte se expresa mediante la siguiente expresión:

$$L_f = L_s + 1.15 \cdot y_{\max} + y_{\min} \quad (4.97)$$

De donde:

L_f: longitud libre del resorte

L_s: altura de bloqueo-resorte a la compresión, dicho valor es obtenido mediante la utilización de la siguiente expresión:

³³ NORTON, Robert. Diseño de Máquinas. Tabla 13-14 Pág. 819

$$L_s = N_t \cdot d \quad (4.98)$$

Con la altura de bloqueo, se puede obtener el valor de la altura total del resorte de la expresión 4.98, dicho valor es el siguiente:

$$L_f = 237.2 \quad (\text{mm})$$

Para obtener el valor del paso entre espiras del resorte helicoidal de compresión, se aplica la expresión 4.99:

$$p = \frac{L_f}{N_a + 1} \quad (4.99)$$

$$p = 16.93 \quad (\text{mm})$$

Un resorte de compresión, ante la presencia de una carga, actúa como una columna y se pandea si este es demasiado esbelto. En un resorte, para este tipo de fenómeno se crea un factor similar a la esbeltez en columnas, dicho factor es la razón de la longitud libre con el diámetro medio del resorte. Si el factor es mayor a 4, el resorte puede pandearse. En algunos caso se puede colocar una varilla que pase por el interior del resorte, pero se corre el riesgo de que las espiras rocen convirtiendo esa fuerza en fricción impidiendo el normal funcionamiento del resorte.

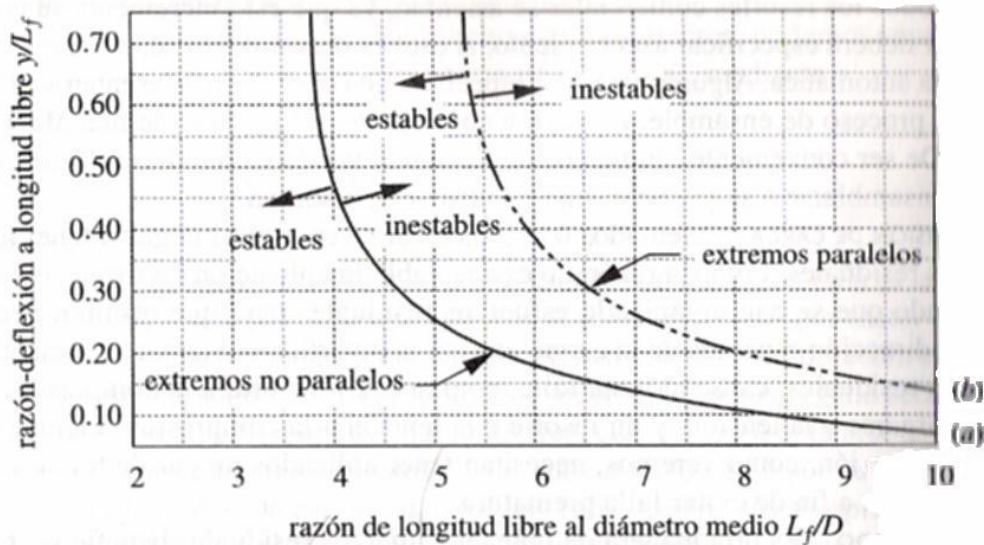


Figura 4. 58 Curvas de condición contra el pandeo crítico

En la presente aplicación, al resorte se lo localizara con una varilla que pase por su interior y que se encuentre con los dos extremos paralelos. Según la figura 4.60 se puede apreciar la situación en la que se encuentra el resorte en función del factor de pandeo con la compresión en función de la altura libre, es por eso que, calculando dichos factores se obtiene:

$$\frac{L_f}{D} = 3.86$$

$$\frac{y_{\max}}{L_f} = .447$$

Con los valores obtenidos, se puede apreciar en la figura 4.60 que el resorte helicoidal de compresión que se encuentra en estudio, es estable para aplicación en la cual se lo va a emplear.

Una de las consideraciones importantes que se debe tener en cuenta es la oscilación del resorte a la compresión, ya que este tiene una frecuencia natural de vibración. En el caso extremo que el resorte entre en resonancia, la

oscilaciones harán que las espiras golpeen entre sí provocando que el resorte falle. Teóricamente el valor de la frecuencia natural de un resorte, deberá ser 13 veces a la frecuencia aplicada impuesta.

Para la presente aplicación, la oscilación del resorte es de 10 ciclos/minuto, la cual será comparada con la frecuencia natural de vibración para verificar si el diseño del resorte cumple con dichas especificaciones. Es por eso que para calcular la frecuencia natural de oscilación, en el caso en que los extremos sean fijos ambos, la expresión es la siguiente:

$$f_n := 0.5 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot g}{W_a}} \quad (4.100)$$

En donde:

k: tasa del resorte. El cual se obtiene mediante la ecuación:

$$k = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 N_a} \quad (4.101)$$

W_a: peso de las espiras activas del resorte, se obtiene mediante la ecuación:

$$W_a = \frac{\pi^2 \cdot d^2 \cdot D \cdot N_a \cdot \gamma \cdot 9.8}{4} \quad (4.102)$$

Reemplazando los valores obtenidos en la expresión 4.101, obtenemos la frecuencia natural de oscilación, obteniendo el siguiente valor:

$$f_n = 47 \quad (\text{Hz})$$

La relación entre la frecuencia natural de oscilación y la oscilación de trabajo es de:

$$\frac{f_n}{f_t} = 282$$

El valor es bastante elevado por lo que la falla por oscilación o pandeo del resorte no se presentaría.

4.2.4.8. Diseño del eje porta leva

El diseño del eje porta leva se lo realizó utilizando la misma metodología que el eje de transmisión. Vale agregar que este eje se encontrará sometido a un momento flector externo que se produce por la fuerza de empuje del resorte que permite el deslizamiento del eje de enrollado. En la figura 4.61 se presenta un esquema de la posición del eje y las fuerzas que actúan en sus elementos.

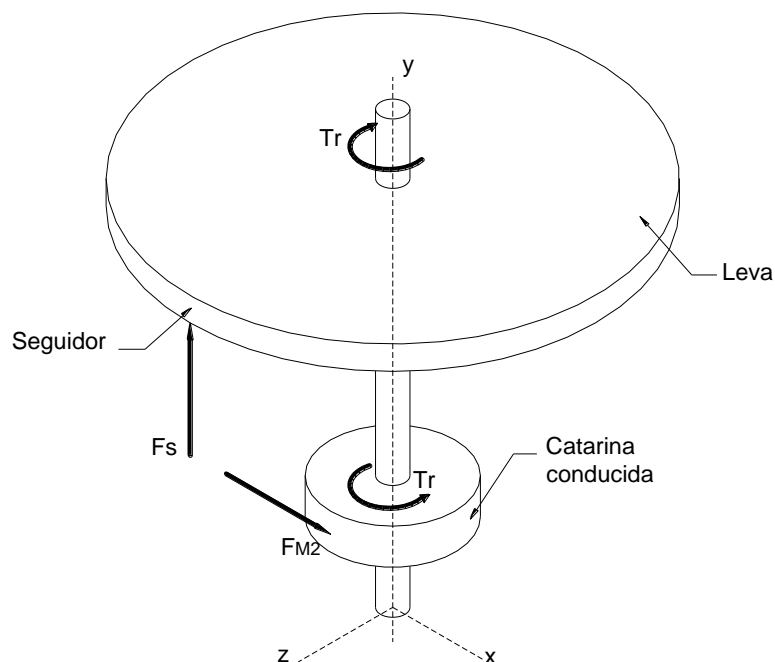


Figura 4. 59 Eje porta leva con cargas actuantes

La fuerza F_s que se ejerce sobre el perímetro de la leva, fue previamente determinada en el diseño del resorte del seguidor. Esta fuerza genera un momento fluctuante en la leva producido por las fuerzas máxima y mínima presentes en el resorte. Las expresiones 4.103 y 4.104 servirán para determinar el momento medio y momento alternante en la leva.

$$M_{sm} = \frac{(F_{smax} + F_{smin}) \cdot R_L}{2} \quad (4.103)$$

$$M_{sa} = \frac{(F_{smax} - F_{smin}) \cdot R_L}{2} \quad (4.104)$$

Donde:

R_L : Radio de la leva.

A continuación se realiza el análisis de cargas en los ejes para determinar los diámetros de las secciones:

ANÁLISIS EN EL PLANO Y-X

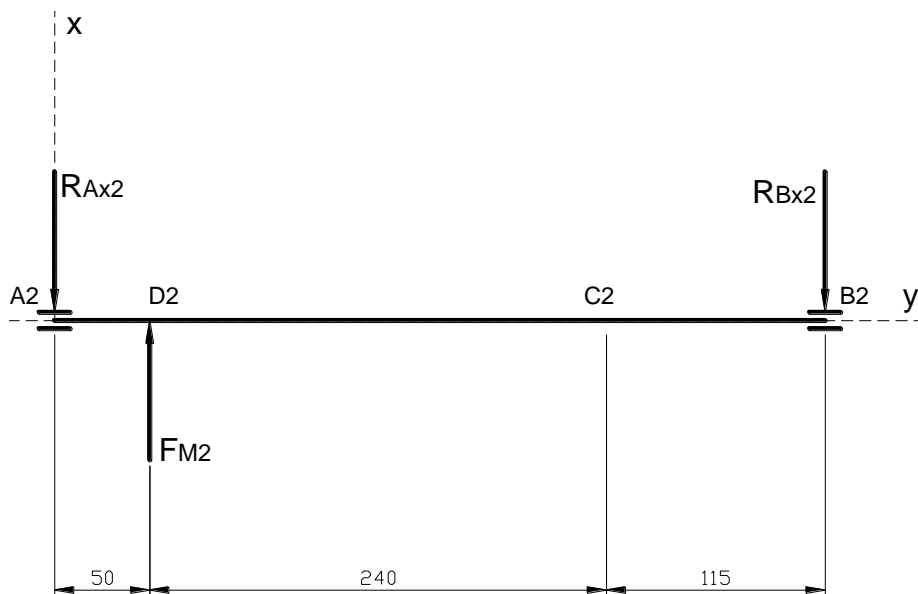


Figura 4. 60 DCL eje porta leva – Plano Y-X

La fuerza motriz que proviene de la cadena, se la determinará de la misma forma que en el sistema de alimentación considerando el diámetro total de un piñón 60B26, el cual es 168.4 [mm]. Una vez realizado el respectivo análisis de fuerzas y momentos, en la figura 4.63 se encuentra el diagrama de momento flector y en la tabla 4.21 se detallan cada una de las reacciones.

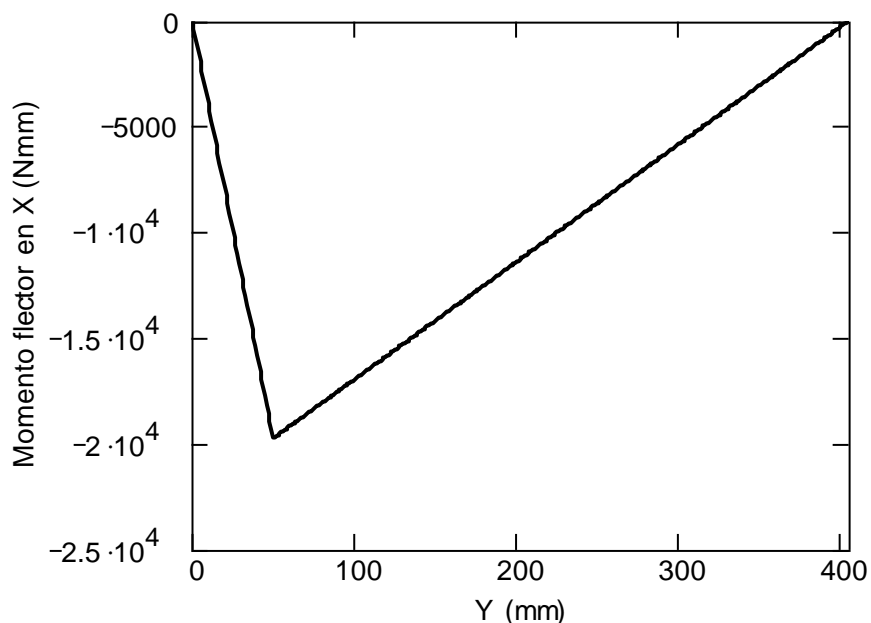


Figura 4. 61 Diagrama de momento flector – Eje porta leva – Plano Y-X

Tabla 4. 21 Valores de fuerza y momento – Eje porta leva – Plano Y-X

Punto	Fuerza [N]	Momento [Nmm]
A2	395.6	0
D2	55.7	19780
C2	0	6407
B2	451.3	0

ANÁLISIS EN EL PLANO Y-Z

En este plano, el eje porta leva si se ve influenciado por la acción de la fuerza del resorte, como se explicó anteriormente. Por esta razón en la figura 4.65 se puede apreciar la presencia del momento flector en el eje.

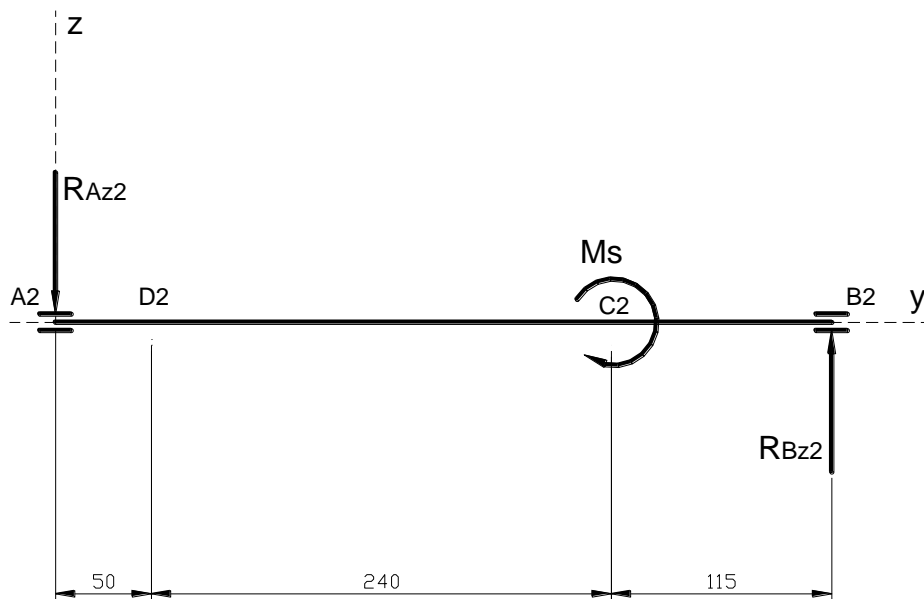


Figura 4. 62 DCL eje porta leva – Plano Y-Z

Para el análisis de este eje se tomará en cuenta las dos situaciones, es decir con el momento medio y luego con el momento alternante.

ANÁLISIS PARA MOMENTO MEDIO

Utilizando el valor para el momento medio determinado anteriormente, en la figura 4.64 se presenta el diagrama de momento flector y en la tabla 4.22 se encuentran los valores respectivos de fuerza y momento.

$$M_{sm} = 1.23 \times 10^5 \quad (\text{N}\cdot\text{mm})$$

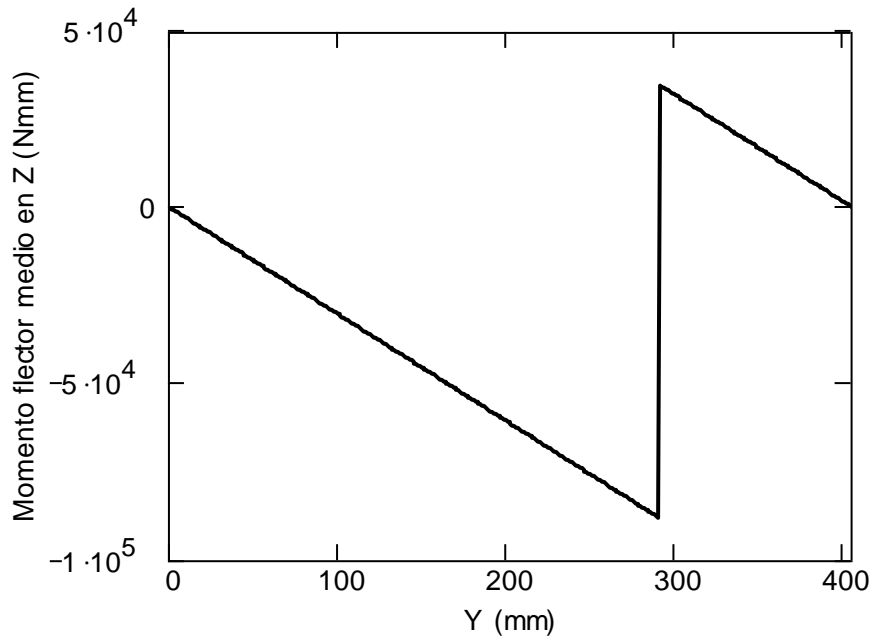


Figura 4. 63 Diagrama de momento flector medio – Plano Y-Z

Tabla 4. 22 Valores de fuerza y momento medio – Eje porta leva – Plano Y-Z

Punto	Fuerza [N]	Momento [Nmm]
A2	303.7	0
D2	0	15190
C2	0	88070
B2	303.7	0

ANÁLISIS PARA EL MOMENTO ALTERNANTE

Utilizando el momento alternante se realiza el mismo análisis anterior, en la figura 4.66 y tabla 4.23 se encuentran los valores correspondientes:

$$M_{sa} = 1.009 \times 10^5 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$$

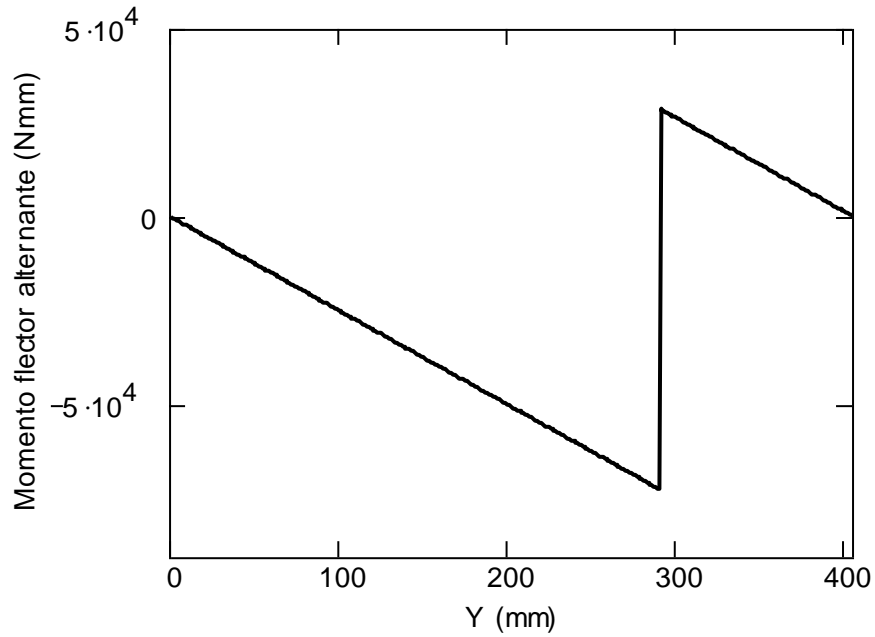


Figura 4. 64 Diagrama de momento flector alternante – Plano Y-Z

Tabla 4. 23 Valores de fuerza y momento alternante – Eje porta leva – Plano Y-Z

Punto	Fuerza [N]	Momento [Nmm]
A2	249	0
D2	0	12450
C2	0	72220
B2	249	0

En la tabla 4.24 se detallan los valores resultantes, tanto para momento flector medio como alternante, en cada uno de los puntos.

Tabla 4. 24 Resultantes de momento medio y alternante – Eje porta leva

Punto	M. Medio [Nmm]	M. Alternante [Nmm]
A2	0	0
D2	24940	23370
C2	88310	72500
B2	0	0

Con los valores de momento flector resultante y el valor del torque que ofrece el motorreductor, 38000 [Nmm], se determina el diámetro de cada una

de las secciones del eje utilizando la expresión 4.105, considerando que el eje será fabricado en acero de transmisión SAE 1018.

$$D = \left[\frac{32 \cdot n}{\pi} \left[\frac{3}{4} \left(k_{fsm} \cdot \frac{T_L}{S_e} \right)^2 + \left(k_f \cdot \frac{M_{La}}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{M_{Lm}}{S_{ut}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4. 105)$$

Donde:

T_L : Torque en el eje porta leva

M_{La} : Momento alternante

M_{Lm} : Momento medio

En la tabla 4.25 se presentan los diámetros para cada una de las secciones del eje porta leva, con relación a la figura 4.67.

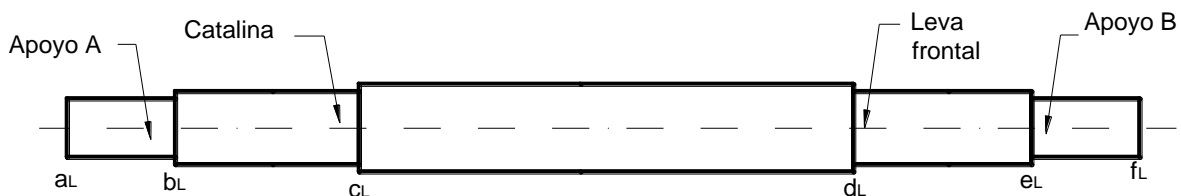


Figura 4. 65 Secciones de eje porta leva con sus elementos

Tabla 4. 25 Longitudes y diámetros de secciones – Camisa de transmisión

Sección	Longitud [mm]	Diámetro [mm]
a _L -b _L	37	20
b _L -c _L	80	25
c _L -d _L	231	30
d _L -e _L	80	25
e _L -f _L	37	20

El valor máximo de la deflexión para este eje, se presenta a continuación juntamente con su diagrama respectivo, representado en la figura 4.66.

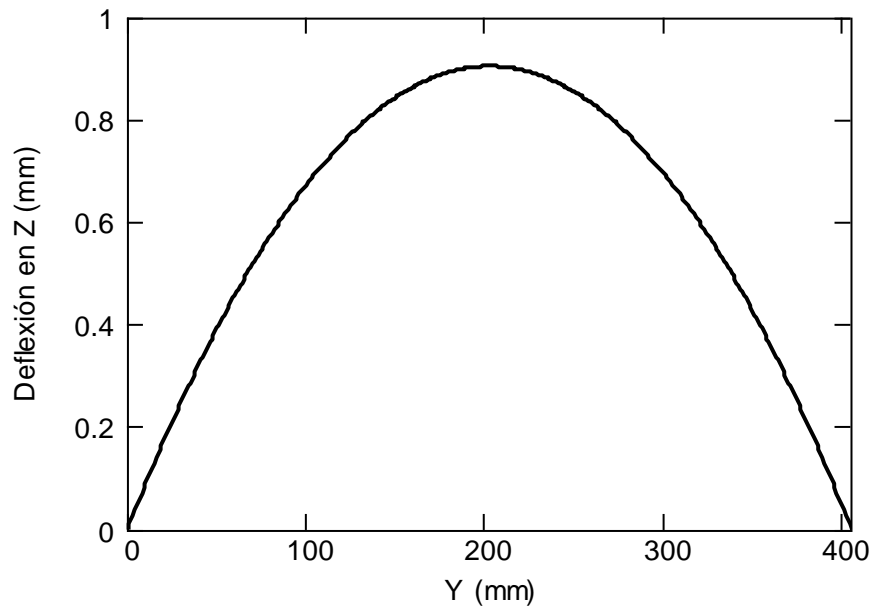


Figura 4. 66 Diagrama de deflexión – Eje porta leva

$$\delta_{\max} = 0.903 \text{ (mm)}$$

4.2.4.9. Selección de rodamientos

En la tabla 4.26 se muestran los rodamientos seleccionados para cada uno de los ejes que conforman el sistema de enrollado. Vale aclarar que todos los rodamientos son iguales para un mismo eje y para el cálculo se tomó en cuenta el apoyo con mayor carga.

Tabla 4. 26 Rodamientos para sistema de enrollado

Denominación	Carga dinámica [N]	Rodamiento
Eje de transmisión	1466	6804
Camisa de transmisión	765	6908
Eje porta leva	1247	6804

4.2.4.10. Selección de chavetas

La selección de los cuñeros se lo hace de la misma manera como se lo hizo para los ejes del sistema de alimentación, en la tabla 4.27 se encuentran todos cuñas y cuñeros necesarias para sostener cada uno de los elementos a sus respectivos ejes.

Tabla 4. 27 Cuñas y cuñeros para sistema de enrollado

Denominación	Elemento	Cuña [mm]	Longitud [mm]	Cuñero [mm]
Eje de transmisión	Catalina	6 x 6	30	6 x 3.2
	Engrane 2	8 x 7	34	8 x 3.7
Camisa de transmisión	Engrane 1	8 x 7	34	8 x 3.7
Eje porta leva	Catalina	8 x 7	45	8 x 3.7
	Leva	8 x 7	50	8 x 3.7

4.2.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA SOPORTE

Para el diseño de la estructura soporte se partirá primeramente del diseño de las placas soporte para los sistemas. El diseño se lo realizará en base a las cargas presentes en el sistema de enrollado, tanto en la placa horizontal como en la lateral, ya que aquí se encuentran las cargas más críticas de toda la máquina. El espesor de placa seleccionado se lo utilizará en todos los sistemas.

4.2.5.1. Placa soporte horizontal

En esta placa se apoyan todos los elementos que trabajan en el sistema de enrollado a excepción de los motores, los cuales, están empotrados en la pared lateral del sistema. La carga no se encuentra distribuida uniformemente a los largo de toda la placa pero sí se encuentra concentrada en un sector de ésta.

Por esta razón primeramente se encontró el centroide de masas (con la ayuda del programa AUTOCAD) y a partir de ese punto se delimitó el perímetro donde la carga se encuentra distribuida uniformemente.

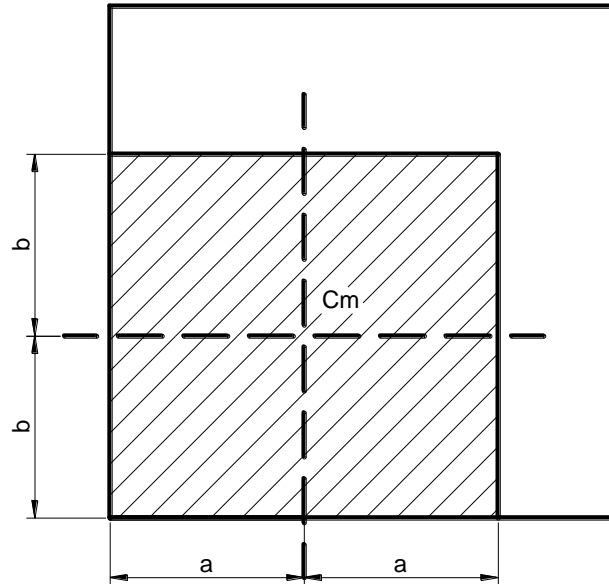


Figura 4. 67 Placa horizontal con área de apoyo crítica

La figura 4.67 muestra la sección crítica de deflexión de la placa horizontal. Primeramente se seleccionarán los factores correspondientes a una placa apoyada libremente sobre perfiles, lo cuales se encuentran tabulados en la tabla 4.28 y provienen de la relación 4.106.

$$\eta = \frac{a}{b} \tag{4. 106}$$

Donde:

a: 28.2 [cm]

b: 26.4 [cm]

Tabla 4. 28 Factores de referencia para placa apoyada en perfiles³⁴

η	Φ_y	ψ
1.068	1.16	0.8

³⁴ MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico. Pag. 427. Tabla 1.

La carga distribuida sobre el área total de apoyo vendrá dada a partir de la expresión 4.107:

$$q = \frac{m_e}{4 \cdot a \cdot b} \quad (4. 107)$$

Donde:

m_e : masa total de los elementos que se encuentran apoyados sobre la placa horizontal madre, 87.8 [kg].

Con estos datos se puede determinar el espesor mínimo de la placa de acero mediante la expresión 4.108.

$$e := \sqrt{\frac{\Phi_y \cdot q \cdot b^2}{\sigma_y}} \quad (4. 108)$$

Donde:

σ_y : Esfuerzo admisible para el acero A-36, considerando un factor de seguridad de 2.3 y un esfuerzo de fluencia de 2110 [kg/cm²].

$$e = 1.61 \quad (\text{mm})$$

Se utilizarán placas de 4 [mm] para tener una estética uniforme en toda la máquina y para poder brindar mayor rigidez a la estructura. Considerando la expresión 4.109 se realiza el cálculo de la flecha máxima (figura 4.68) que existirá en esta placa.

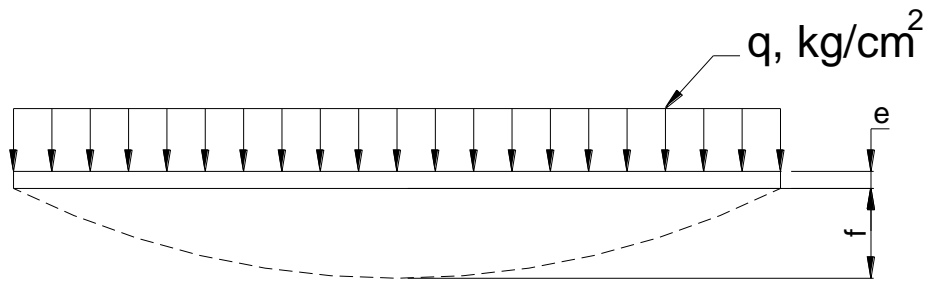


Figura 4. 68 Flecha presente debido a carga distribuida

$$f = \psi \cdot \frac{q \cdot b^4}{e^3 \cdot E} \quad (4. 109)$$

Donde:

E: Módulo de elasticidad acero A36, 210000 [kg/cm²]

$$f = 0.85 \quad (\text{mm})$$

4.2.5.2. Placa soporte lateral

La determinación del espesor para esta placa es de suma importancia, ya que, en ésta se encontrarán apoyados los dos motores. Como se muestra en la figura 4.69.

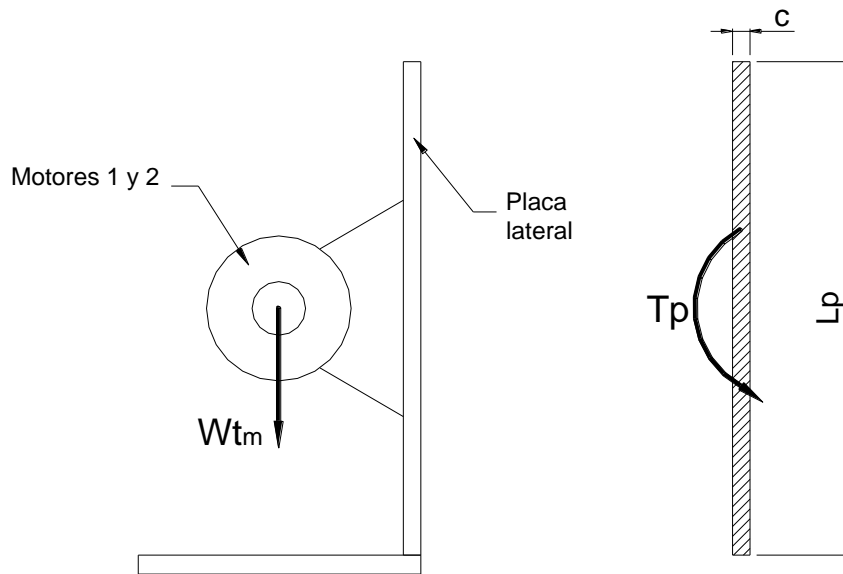


Figura 4. 69 Esquema de placa lateral con sus motores

El peso de los motores y el centro de masas se lo determinó mediante AUTOCAD los valores son los siguientes:

$$W_{tm} = 882.7 \quad (\text{N})$$

$$d_m = 95.6 \quad (\text{mm})$$

Con estos valores se puede determinar el torque en la placa a partir de la expresión 4.110.

$$T_p = W_{tm} \cdot d_m \quad (4. 110)$$

Para seleccionar el espesor adecuado de la placa se utilizará un factor de seguridad de 3 y se considerará un esfuerzo cortante del acero A-36 de 119.4 [MPa]³⁵. La expresión 4.111³⁶ servirá para determinar el espesor.

³⁵ MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico. Pag. 427. Tabla 1.

³⁶ SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica. Pag. 129.

$$c = \sqrt{\frac{3 \cdot T_p}{L_p \cdot \tau_{\max}}} \quad (4. 111)$$

Donde:

L_p : Longitud de la placa, 472 [mm].

τ_{\max} : Esfuerzo cortante máximo admisible en la placa

$$c = 3.67 \quad (\text{mm})$$

El valor calculado permite que se pueda utilizar la misma placa de 4 [mm] para mantener la uniformidad en el sistema de enrollado. Este espesor será utilizado en la construcción de todos los sistemas de la máquina.

4.2.5.3. Diseño de la bancada

Para este diseño se utilizará el programa SAP2000, introduciendo el tipo de perfil que se utilizará así como también todas las cargas actuantes sobre el sistema para luego realizar la simulación respectiva y determinar el desplazamiento crítico de la estructura. En la figura 4.72 se presenta la estructura completa de la máquina con las bancadas para cada uno de los sistemas.

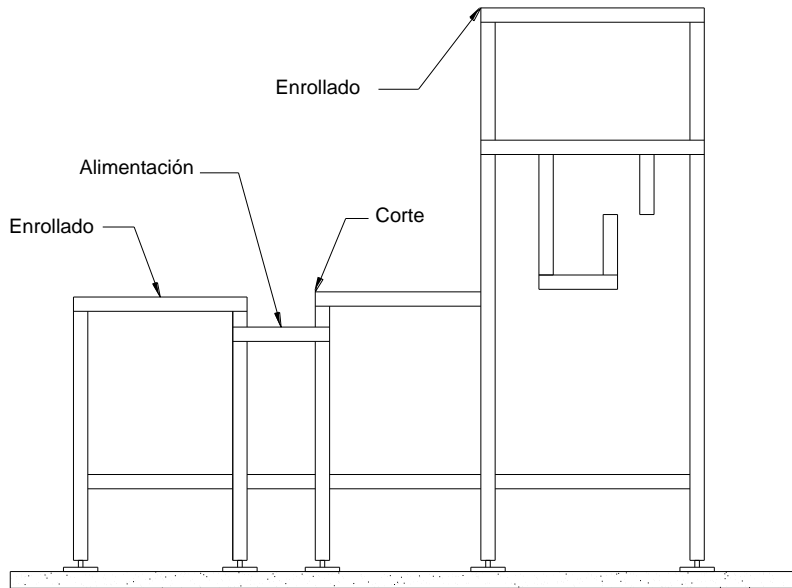


Figura 4. 70 Vista frontal de la estructura

Primeramente es necesario determinar las cargas muertas y vivas en el sistema. Para facilitar el cálculo se lo realizará por sistemas y luego se tomarán estas cargas para realizar la simulación.

4.2.5.3.1. Bancada de enderezado

Tabla 4. 29 Cargas sistema de enrollado

CARGAS MUERTAS	
Descripción	Valor [N]
Placa horizontal	64.6
Porta rodillos	61.1
Total	125.7
CARGAS VIVAS	
Eje Y	
Rodillos de enderezada	8
Fuerza de enderezado	47
Total	55
Eje X	
Fuerza de enderezado	2300
Total	2300

4.2.5.3.2. Bancada de alimentación

Tabla 4. 30 Cargas sistema de alimentación

CARGAS MUERTAS	
Descripción	Valor [N]
Placa horizontal inferior	60.9
Placa horizontal superior	60.9
Placas soporte de sistema	257.7
Total	379.5
CARGAS VIVAS	
Eje Y	
Rodillos alimentadores	3.2
Ejes motrices	21.6
Catalinas	76.2
Motor	572.9
Fuerza de arrastre	8680
Total	9353.9
Eje X	
Fuerza de enderezado	2300
Total	2300

4.2.5.3.3. Bancada de corte

Tabla 4. 31 Cargas sistema de corte

CARGAS MUERTAS	
Descripción	Valor [N]
Placa horizontal	39.3
Placas soporte de sistema	47.6
Total	86.8
CARGAS VIVAS	
Eje Y	
Cilindro hidráulico	48.8
Total	48.8
Eje Z	
Fuerza de corte	9810
Total	9810

4.2.5.3.4. Bancada de enrollado

Tabla 4. 32 Cargas sistema de enrollado

CARGAS MUERTAS	
Descripción	Valor [N]
Placa horizontal intermedia	175.5
Placa horizontal superior	175.5
Placas laterales superiores	212.4
Placas laterales inferiores	86.7
Placas horizontales inferiores	61.6
Total	711.7
CARGAS VIVAS	
Eje Y	
Motor 1	484.1
Motor 2	398.6
Catalinas	82.8
Leva	269.1
Ejes	58.6
Engranajes	91.13
Total	1384.4
Momento Y-Y	
	Valor [Nmm]
Torque de enrollado	16000
Torque de leva	38000
Total	54000

Para la simulación se considerará que todos los elementos que actúan como columnas serán de tubo cuadrado de 50x50x4 [mm] y todos los elementos horizontales estarán hechos de ángulo de 50x50x4 [mm]. La utilización del tubo cuadrado brinda mayor rigidez al pórtico. Una vez realizada la respectiva simulación en el programa SAP2000, se analizan los desplazamientos máximos existentes en la estructura. Los datos correspondientes al punto crítico se presentan en la tabla 4.33.

Tabla 4. 33 Desplazamientos punto crítico de estructura

	δ_x	δ_y	δ_z	θ_{xx}	θ_{yy}	θ_{zz}
CARGA	[mm]	[mm]	[mm]	[rad]	[rad]	[rad]
MUERTAS	5.73×10^{-4}	2.17×10^{-3}	1.26×10^{-3}	5.62×10^{-6}	4.59×10^{-6}	1.05×10^{-6}
VIVAS	0.488	-0.017	-1.247	7.23×10^{-5}	3.01×10^{-5}	6.23×10^{-4}

Como se puede observar el desplazamiento máximo se deberá a las cargas vivas, y se presenta un valor de 1.247 [mm] el cual se lo puede considerar aceptable si se toma en cuenta que el punto en cuestión se encuentra ubicado en la parte más alta de la máquina (en el sistema de enrollado).

4.2.5.4. Diseño de la soldadura

El punto analizado anteriormente será tomando en cuenta para realizar el análisis de la soldadura crítica para la estructura soporte. En la tabla 4.34 se presentan los valores correspondientes a las cargas presentes en dicha unión.

Tabla 4. 34 Cargas máximas en la junta crítica

F_x	F_y	F_z	M_{xx}	M_{yy}	M_{zz}
[N]	[N]	[N]	[Nmm]	[Nmm]	[Nmm]
20.70	21.59	93.22	6601.21	6602.95	37.06

El tipo de soldadura que se utilizará es a tope con filete con un cordón de 5 mm, en la figura 4.71 se presenta el diagrama de cuerpo libre de la junta soldada con las respectivas cargas actuantes. El centroide de la soldadura, el área y los respectivos momentos de inercia se presentan en la tabla 4.35.

Tabla 4. 35 Datos requeridos para análisis de soldadura³⁷

x_o [mm]	y_o [mm]	A [mm ²]	I [mm ³]	J [mm ³]
15.3	23	487.83	5.68×10^4	8.92×10^4

³⁷ SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica. Tbl. 9.2, 9.3.

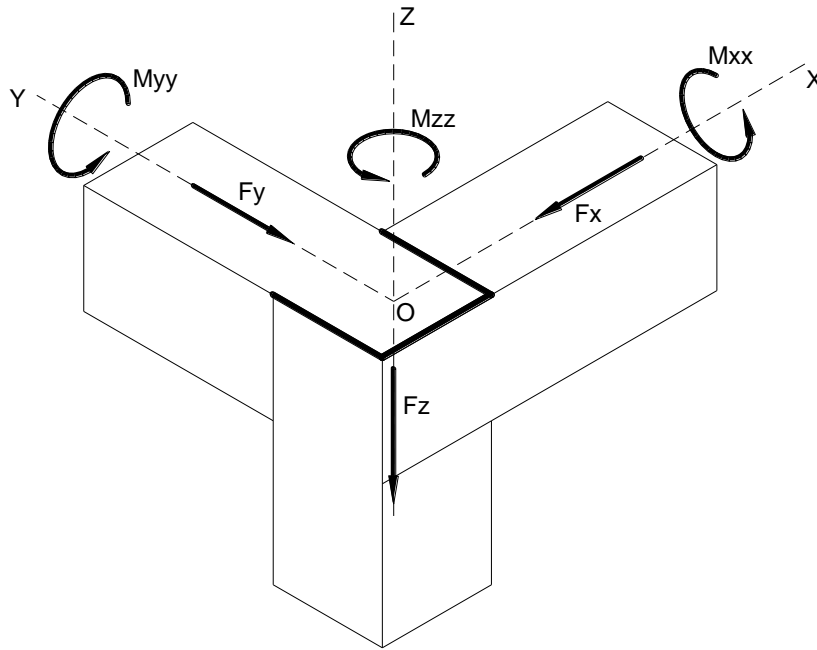


Figura 4. 71 DCL – junta crítica

Para la determinación del esfuerzo cortante en la suelda producido por las cargas perpendiculares (M_{yy} , M_{xx} y F_z) se utilizará la expresión 4.112.

$$\tau_1 = \frac{M_{xx} \cdot (d - y_0)}{I} + \frac{M_{yy} \cdot (b - x_0)}{I} - \frac{F_z}{A} \quad (4. 112)$$

Donde:

d: Longitud del cordón, 46 [mm]

b: Longitud del cordón, 46 [mm]

La determinación del otro esfuerzo producido por las cargas tangenciales, se lo determina a partir de la expresión 4.113.

$$\tau_2 = \sqrt{\tau_z^2 + \tau_{xy}^2 + 2 \cdot \tau_z \cdot \tau_{xy} \cdot \cos(\theta)} \quad (4. 113)$$

Donde:

τ_z : Esfuerzo cortante producido por el momento torsor, mediante la expresión 4.113.

τ_{xy} : Esfuerzo cortante producido por las fuerzas tangenciales (F_x , F_y).

$$\tau_z = \frac{M_{zz} \cdot r_1}{J} \quad (4.114)$$

Donde:

r_1 : Distancia desde el centro de gravedad al extremo de la soldadura.

Con los dos esfuerzos previamente determinados, los cuales son perpendiculares entre sí, se obtiene el esfuerzo cortante total sobre la soldadura, mediante la ecuación 4.115.

$$\tau_s := \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \quad (4.115)$$

$$\tau_s = 6.05 \quad (\text{MPa})$$

Para la soldadura se utilizará un electrodo E6011 distribuido por AGA, el cual posee una resistencia a la tracción de 448 a 496 [MPa]³⁸. Tomando en cuenta el valor de esfuerzo máximo previamente determinado, se prevé un alto grado de seguridad antes las cargas presentes en la estructura, por esta razón el electrodo E6011 será utilizado en todas las juntas soldadas de las bancadas.

³⁸ SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica. Tbl. 9.4.

4.2.5.5. Diseño del sistema eléctrico y de control

Los componentes eléctricos y de control de cualquier dispositivo mecánico representan una parte esencial para su funcionamiento y más aún si se trata de un proceso de automatización en la fabricación de resortes, por esta razón es importante plantear los mecanismos que deberán ser controlados.

Primeramente se debe identificar los componentes que requieren de un control eléctrico, que en el presente caso son:

Motor 1: 600 rpm, 1.5 HP, trifásico. (Enrollado del alambre)

Motor 2: 50 rpm, 0.4 HP, trifásico. (Desplazamiento de leva)

Motor 3: 25 rpm, 1.0 HP, trifásico. (Alimentación de alambre)

Es necesario aclarar que también se deberá dar control a la válvula solenoide que actúa en el sistema de corte. Además vale recordar que el sistema hidráulico ya se encuentra instalado en la fábrica, por esta razón, no se tomará en cuenta el motor-bomba para el diseño eléctrico.

Si se considera el funcionamiento de los motores de un punto de vista teórico, se cometería un error apreciable, debido a que en el funcionamiento de la misma se presentan diversas pérdidas siendo la fricción entre los elementos y la variación en el voltaje de alimentación los más importantes. Esto provoca que los valores teóricos presentados por los fabricantes se vean alterados; por tal motivo se emplearán variadores de frecuencia para sincronizar aceleraciones de arranque y parada para cada uno de los motores.

La función del variador de frecuencia consiste en controlar los datos originales de operación del motor. Para este proyecto es necesario controlar las velocidades de giro y las rampas de aceleración del motor. El control de los variadores de frecuencia y de la solenoide se facilita con el uso de un PLC, el cual realizaría las sincronizaciones debidas.

A continuación se presentan los procesos que deberá realizar la máquina en cada uno de los ciclos de operación. Se toma en cuenta que el alambre estará

previamente posicionado en cada uno de los sistemas antes de comenzar a accionar la máquina.

- El pulsador de marcha encenderá los 3 motores del sistema, de esta forma el material comenzará a avanzar utilizando los rodillos del sistema de alimentación.
- A partir del accionamiento, el temporizador de corte controlará el tiempo requerido para que el alambre llegue hasta el mandril del sistema de enrollado, una vez completado este tiempo el PLC ordena que se detenga el motor 3 (sistema de alimentación) y la salida del cilindro hidráulico para realizar el corte.
- El PLC controlará los 3 fines de carrera presentes en los distintos sistemas. Aquellos utilizados a la salida del sistema de alimentación y a la entrada de sistema de enrollado indican la presencia o ausencia de alambre. Al detectar la no presencia de alambre los motores se detendrán.
- El fin de carrera presente en el sistema de corte cumple la función de indicar al PLC que el proceso ha sido realizado para que el cilindro de corte retorne a su posición original.
- El control de las rampas de velocidad de los variadores de frecuencia se programan directamente en el variador. Es decir el PLC solo cumple con la función de hacer cumplir los parámetros previamente establecidos por el operario.
- Además se tiene un pulsador de emergencia para que el operario pueda detener la máquina completamente.

El PLC seleccionado para este propósito es un Telemecanique Zelio SR1-A101FU, el cual posee 6 entradas y 4 salidas digitales. LA programación del sistema control se realizó en el programa Zelio-Soft y la transferencia de datos se la realizará vía ethernet desde la computadora.

Los elementos esenciales para el diseño eléctrico y para el proceso de automatización se presentan en la tabla

Tabla 4. 36 Elementos eléctricos y de control

CODIGO	NOMBRE	ELEMENTO	FUNCION
I1	Marcha	Pulsador	Inicio del proceso de conformado de resorte
I2	Stop	Pulsador	Parada de emergencia de la operación
I4	Detector de alimentación	Fin de carrera	Detecta la presencia de alambre a la salida de los rodillos de alimentación
I5	Detector de corte	Fin de carrera	Detector del sistema de corte empleado para retorno de la cuchilla a su posición inicial
I6	Detector de enrollado	Fin de carrera	Detecta la presencia de alambre en el sistema de enrollado para iniciar la operación
Q1	Relé motor 1	Relé	Acciona el motor 1
Q4	Relé motor 2	Relé	Acciona el motor 2
Q4	Relé motor 3	Relé	Acciona el motor 3
Q4	Relé de corte	Relé	Accionador de la electroválvula hidráulica para el corte del alambre
ATV-31H/0.5 HP	Variador 1	Variador de frecuencia	Control de velocidad de giro del motor 1
ATV-31H/1.5 HP	Variador 2	Variador de frecuencia	Control de velocidad de giro del motor 2
ATV-31H/1.0 HP	Variador 3	Variador de frecuencia	Control de velocidad de giro del motor 3
SR1-A101FU	PLC	PLC-Zelio	Elemento de control de los dispositivos electrónicos

El diseño de todo el sistema eléctrico y de control se lo puede apreciar en el anexo A1.4. A continuación se presenta la visualización del PLC, tal como lo presenta el programa Zelio-Soft.

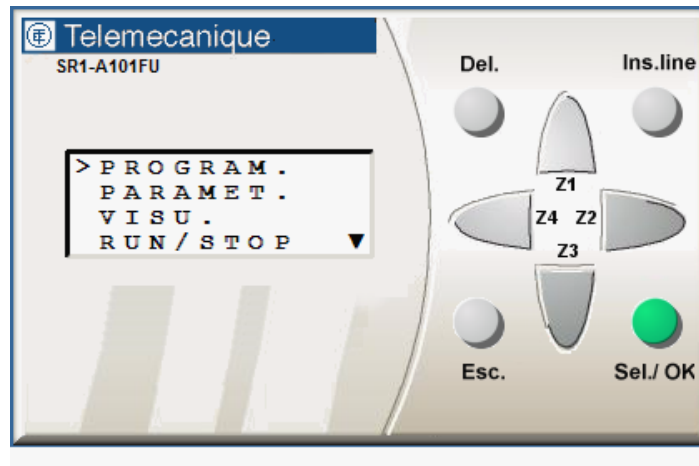


Figura 4. 72 PLC Zelio SR1-A101FU

En la función PROGRAM se realiza la programación del sistema de control, el cual fue realizado en la opción Editor Libre que Zelio-Soft posee y que se encuentra en el anexo A1.4.

A continuación se presenta la visualización del programa como lo muestra la pantalla del PLC.

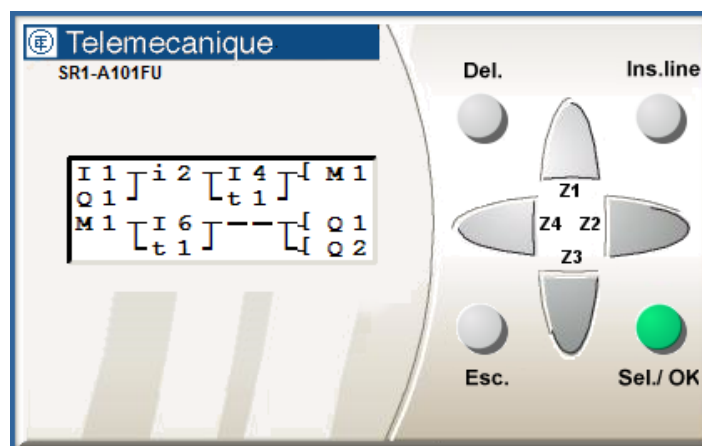


Figura 4. 73 Programa de control en PLC

La opción RUN realiza el trabajo de simulación y pone en marcha el funcionamiento de la máquina.

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ENROLLADO Y PRUEBAS

5.1. ELABORACIÓN DE LA LISTA DE MATERIALES

La elaboración de la lista de materiales se encuentra realizada en dos partes, primeramente la lista de materiales que necesitan ser maquinados y luego la lista de materiales normalizados.

5.1.1. LISTA DE MATERIALES A MAQUINARSE

La lista de materiales que se presenta en la tabla 5.1 contiene todos los materiales que requieren de distintos tipos de procesos de manufactura previo a su montaje en la máquina, como están estipulados en los planos de construcción posteriormente.

Tabla 5. 1 Lista de materiales a maquinarse

Nº	Elemento	Material	Dimensiones [mm]	Cantidad
1	Placa	A-36	60x60x10	7
2	Placa	A-36	100x80x15	3
3	Angulo L	A-36	6000x50x4	6
4	Plancha	A-36	2440x1220x4	1
5	Eje	SAE 1018	D=22.1, L=547	1
6	Eje	SAE 1018	D=31.75, L=493	1
7	Barra perforada	A-381	D=50x25, L=200	1
8	Eje	SAE 40	D=31, L=200	1
9	Eje	SAE 4340	D=31.75, L=120	1
10	Eje	Plata DF2	D=10, L=180	1
11	Eje	SAE 4340	D=30, L=270	1
12	Placa	A-36	D=497x10	1
13	Placa	A-36	D=100x60	1
14	Placa	A-36	D=120x15	4
15	Placa	A-36	50x50x10	4
16	Eje	Duralón	D=50, L=50	1

5.1.2. LISTA DE MATERIALES NORMALIZADOS

Los dispositivos requeridos para el funcionamiento de la máquina, así como también varios elementos mecánicos que no fueron procesados en VYMSA, se encuentran enumerados en la tabla 5.2 a continuación:

Tabla 5. 2 Lista de materiales normalizados

N°	Elemento	Material	Especificaciones	Cantidad
1	Motorreductor	-----	P=1.5 hp, $\omega=600$ rpm	1
2	Motorreductor	-----	P=0.4 hp, $\omega=50$ rpm	1
3	Variador de frecuencia	-----	P=2 hp	1
4	Variador de frecuencia	-----	P=0.5 hp	1
5	Engrane	Duralón C100	Pd=12, Z=90, D=195	1
6	Engrane	AISI 3115	Pd=12, Z=39, D=87	1
7	Catalina	-----	60B12	1
8	Catalina	-----	60B24	1
9	Catalina	-----	40B15	2
10	Cadena	-----	N°60	1
11	Cadena	-----	N°40	1
12	Rodamiento	-----	7204B	4
13	Rodamiento	-----	7208B	2
14	Rodamiento	-----	61800	1
15	Resorte	SAE 1070	N=15, Di=55, L=237	1
16	Perno Allen cabeza plana	Grado 10.9	M8x1.25x10	30
17	Perno Allen cabeza plana	Grado 10.9	M8x1.25x15	100
18	Tuerca	-----	M8x1.25	100
19	Perno Allen cabeza plana	Grado 10.9	M8x1.25x60	8
20	Perno Allen cabeza plana	Grado 10.9	M6x1.00x20	30
21	Tuerca	-----	M6x1.00	30
22	Perno Allen cabeza plana	Grado 10.9	M5x0.8x20	20
23	Perno	Grado 10.9	M10x1.5x50	5
24	Tuerca	-----	M10x1.5	10
25	Arandela plana	-----	3/8 plg	20
26	Arandela plana	-----	5/16 plg	8
27	Tuerca de castillo	-----	M10x1.25	1
28	Seguro exterior	-----	10 mm	8
29	Seguro exterior	-----	25 mm	1
30	Seguro exterior	-----	46 mm	1
31	Prisionero	-----	M5x10	15
32	Resorte de tensión	SAE 1070	Di=10, L=60	2
32	Perno	Grado 10.9	M16x1.5x30	4
32	Tuerca	-----	M16x1.5	8

5.2. PROCESO DE FABRICACIÓN

Las piezas fueron maquinadas, en su gran mayoría en el taller de matricería de VYMSA, inclusive piezas de alta precisión como son los bujes de bronce que sostendrán al eje estriado se fabricaron en la máquina de electrohilo y su diseño fue ingresado directamente por computador. Únicamente los procesos de electroerosión y barolado no fueron hechos en VYMSA, así como también los cortes de placas y planchas de acero.

En las figuras siguientes se muestran algunos procesos que formaron parte de la construcción de la máquina.

5.2.1. MAQUINADO DE PLANCHAS DE ACERO

Las planchas de acero y los perfiles constituyen la parte fundamental de la estructura soporte, aquí se realizaron algunos procesos como taladrado, mandrinado, corte, roscado y soldadura.



Figura 5. 1 Trabajos de taladrado y mandrinado en planchas



Figura 5. 2 Trabajos de corte y soldadura en estructura

5.2.2. MAQUINADO DE EJES

La fabricación de ejes es un proceso muy minucioso y de precisión, y en muchas ocasiones el descentramiento o cabezo de brocas y cuchillas, no permiten que se cumplan estas condiciones. Por esta razón en la figura 5.3 se presenta el eje estriado, cuya fabricación reunió varias técnicas de proceso.

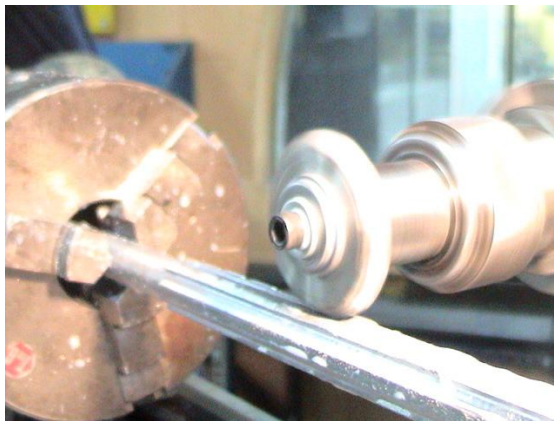


Figura 5. 3 Fresado de eje estriado



Figura 5. 4 Torneado de bocines de bronce

La figura 5.5 muestra la fabricación de los discos ranurados para acoplarse al eje estriado, se utilizó la máquina de electrohilo.



Figura 5. 5 Maquinado de discos ranurados

5.2.3. MAQUINADO Y ENSAMBLAJE DE OTROS ELEMENTOS

Dentro de los procesos que no pudieron ser realizados en la empresa se encuentra el de barolado de la pista para la leva, es uno de los procesos requeridos de mayor precisión, ya que luego tenía que formar parte del disco portaleva y sus perímetros debían coincidir. En la figura 5.6 se muestra el desarrollo de este elemento.



Figura 5. 6 Barolado de pista para leva

A continuación, se detallan los ensamblajes y colocación de algunos de los elementos hasta culminar con la instalación de motores, cadenas y equipo eléctrico para el funcionamiento del sistema de enrollado.

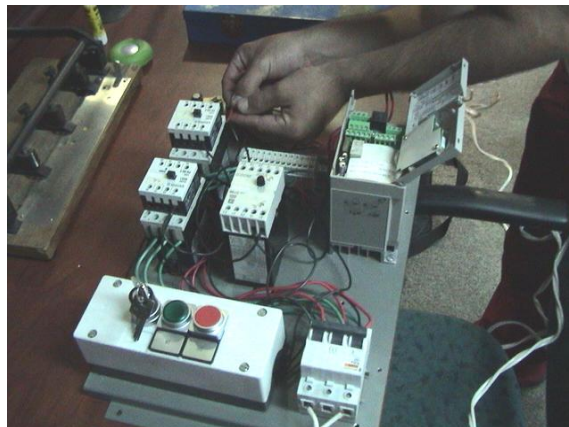


Figura 5. 7 Instalación de equipo eléctrico y control



Figura 5. 8 Montaje de ejes en estructura soporte



Figura 5. 9 Sistema de enrollado terminado

A pesar de que los procesos de fabricación son relativamente elementales para la mayoría de elementos, es necesario recordar que existieron algunos elementos que requirieron de procesos más complejos. Reuniendo varios tipos de maquinado en un solo elemento, así como son el eje estriado, los discos ranurados, la pista de la leva y el trabajo de electroerosión para poder fabricar la boquilla porta mandril de enrollado.

Por esta razón fue necesario realizar las respectivas hojas de procesos para estas partes de la máquina, las cuales detallan uno por uno los subprocesos necesarios y se los presenta a continuación.

5.2.4. HOJAS DE PROCESO

5.2.4.1. Discos ranurados

5.2.4.2. Eje estriado

5.2.4.3. Boquilla porta mandril de enrollado

5.2.4.4. Pista de leva

5.3. PRUEBAS

Los ensayos realizados en la máquina tuvieron dos objetivos principales, uno el verificar que el conjunto de elementos que conforman este sistema trabajen adecuadamente y segundo comprobar que hayan cumplido los parámetros previamente planteados para la fabricación del resorte BPH-02, como son diámetro interno, número de espiras y paso.

Durante el funcionamiento se pudo observar que los mecanismos seleccionados y previamente diseñados fueron adecuados para el trabajo. Se comprobó además que la vibración y el ruido son bajos, algo que es muy positivo para la empresa. Se pudo constatar que el desempeño de la leva fue el esperado, ya que, no fue construida bajo condiciones que permitan tener mayor exactitud en su trazado, sin embargo, fue suficiente para constatar que el mecanismo cumplió con las expectativas del proyecto.

Es importante recalcar que la máquina es muy flexible a cambios para mejorar su desempeño y para la fabricación de otros tipos de resortes. Los únicos parámetros que se deben manejar son el diseño de la leva y la reducción de velocidad a partir de los variadores de frecuencia.

Los materiales usados actualmente para el mandril de enrollado y los rodillos que ayudan al conformado deberán ser cambiados por ejes de carburo de tungsteno como se diseñó en un inicio, de esta manera se evitará el desgaste masivo debido al paso del alambre.

En términos generales, la construcción del sistema de enrollado fue satisfactoria y sus elementos trabajan adecuadamente sin producir daños en el producto final. La construcción de los sistemas de enderezado, alimentación y corte permitirán demostrar la eficacia de este sistema, el cual, posee un principio de funcionamiento muy sencillo pero de mucha utilidad para el conformado de una gran variedad de resortes.

5.3.1. PRUEBA DE FABRICACIÓN DEL RESORTE PARA BISAGRA BPH-02

Para la prueba de fabricación de este resorte primeramente se recortaron retazos de alambre de la longitud previamente calculada (550 mm), y luego se los introdujo en la ranura del mandril de enrollado para poder realizar un proceso.

Como el proceso no puede ser totalmente automático debido a la ausencia del sistema de alimentación, se programó el temporizador a 6 segundos, tiempo requerido para la fabricación de un resorte, luego de dicho período se apagarán los dos motores.

Los parámetros que deben ser analizados durante y luego del proceso de conformado del resorte son los siguientes:

- Tiempo de fabricación de un resorte
- Longitud de alambre necesaria para fabricar un resorte
- Longitud total del resorte
- Paso entre espiras
- Diámetro interno
- Conformación de espiras muertas
- Fuerza máxima de compresión

5.3.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS

El análisis de resultados se basará en los puntos expuestos anteriormente y los resultados serán comparados con los datos presentados en los capítulos 1 y 2.

5.3.2.1. Tiempo de conformado

El diseño del sistema fue realizado tomando en cuenta un rendimiento de 10 resortes por minuto lo que implica que un resorte debe ser terminado en 6

segundos. Se tomaron en cuenta 10 ensayos, los tiempos obtenidos se presentan a en la tabla 5.3:

Tabla 5. 3 Tiempos de conformado

ENSAYO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t (s)	5.32	5.31	5.30	5.34	5.28	5.33	5.31	5.35	5.28	5.31

Obteniendo un tiempo promedio de conformado de 5.32 segundos. Este tiempo podría ser controlado si se utilizara el variador de frecuencia respectivo para el motor de 600 rpm, ya que, de esta manera se podría controlar que las rampas de aceleración para llegar a la velocidad nominal de ambos motores se cumpla en el mismo tiempo.

5.3.2.2. Longitud de alambre

En los ensayos realizados se recortaron distintas longitudes de alambre hasta constatar que se conformen todas las espiras. Se comprobó que el exceso de alambre provocó atascamientos en los rodillos de conformado y la ausencia no permitió conformar la espira muerta final.

Después de los ensayos realizados se determinó que la longitud ideal para el conformado de los resortes es de (560 mm).

5.3.2.3. Longitud de resorte

La longitud final del resorte conformado es de 82 mm, la cual es adecuada para ingresar al proceso de esmerilado de los extremos y conseguir la longitud de 72 mm. Un objetivo primordial de este proyecto es eliminar la pérdida de materia prima al máximo, por esta razón es necesario el variador de frecuencia para el motor de 600 rpm, así se podrá mejorar el conformado de los extremos.

5.3.2.4. Paso entre espiras

Para controlar el paso entre espiras en la conformación del resorte se deben tener en cuenta dos parámetros importantes para dicho propósito.

La pista de la leva debe ser acorde al gráfico del perfil obtenido en el diseño y la velocidad de giro de la misma. Si no se encuentra sincronizada la velocidad de giro del mandril de enrollado con el del giro de la leva, cambia el tipo de resorte que se conforma.

Con estos factores se puede partir para la fabricación de diferentes tipos de resortes. En la presente se tuvo una velocidad de giro de la leva promedio de 10 rpm; pero al no poseer un variador de frecuencia para el motor del mandril de enrollado resultó difícil la sincronización del movimiento entre los 2 motores.

A pesar de lo estipulado se realizó la medición entre las espiras intermedias del resorte en diez ensayos y los promedios del paso entre espiras se presentan en la tabla 5.4.

Tabla 5. 4 Mediciones de paso entre espiras

ENSAYO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PASO (mm)	6.03	6.01	6.01	6.02	6.00	6.02	6.03	6.01	6.02	6.04

Si bien no se logró conseguir con exactitud el paso de 6.10 mm como se presenta en la tabla 1.1, los resultados demuestran uniformidad y esto garantiza que el giro de los dos ejes cumple con los estudios realizados. Conseguir el paso ideal entre espiras dependerá únicamente de sincronizar las velocidades de giro de los motores y las rampas de aceleración.

5.3.2.5. Diámetro interno

Las dimensiones del diámetro interno obtenidos son satisfactorios, se obtuvo un diámetro interno de 10.2 mm, lo que quiere decir que el material se expande dos décimas luego de que se ha realizado el conformado.

5.3.2.6. Conformación de espiras muertas

La conformación de la espira muerta depende exclusivamente del trazado de la leva, como se explicó anteriormente la leva no fue construida bajo un procedimiento que brinde la exactitud adecuada. Por tal razón en varios ensayos solo se consiguió la creación de una sola espira muerta y no en ambos extremos. Sin embargo, el funcionamiento dejó demostrado que el principio de conformación mediante la leva es válido.

5.3.2.7. Fuerza máxima de compresión

Los resortes que se fabrican actualmente, no poseen una constante de fuerza común, esto se debe a que esta exactitud depende en gran manera de la habilidad y equidad con que el operario conforme cada uno de los resortes. Por esta razón, el control de calidad de la empresa considera adecuados los resortes que tengan una fuerza de tensión-compresión de entre 7 y 10 [kg-f].

Los resultados obtenidos en estos ensayos fueron muy satisfactorios para el proyecto, ya que se logró conseguir uniformidad en todos los ensayos, los cuales se presentan en la tabla 5.5.

Tabla 5. 5 Ensayos de fuerza de compresión

ENSAYO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
FUERZA (kg-f)	8.0	7.9	8.0	8.0	8.0	8.1	8.0	7.9	8.0	8.0

CAPÍTULO 6

EVALUACIÓN ECONÓMICA – FINANCIERA

6.1. EVALUACIÓN ECONÓMICA

La máquina de resortes diseñada en este proyecto de grado tiene como objetivo fundamental, el mejorar la producción tanto en cantidad como en calidad. Como se explicó previamente, el tener un sistema automático permite que los resortes cumplan con las normas de equidad que MABE, INDURAMA y FIBROACERO exigen a sus proveedores de bisagras, en este caso VYMSA.

En la actualidad la producción artesanal de resortes en la empresa genera una pérdida por materia prima cerca del 20%, en esta pérdida se incluye el exceso de material necesario para el conformado en sí, más la gran cantidad de resortes que muchas veces no cumplen con las normas especificadas.

Con la inversión realizada para la construcción del sistema de enrollado y las pruebas presentadas en el capítulo anterior se pudo constatar la alternativa seleccionada para conformar el resorte fue adecuada, por esta razón la empresa continuará con la construcción de los siguientes subsistemas y de esta manera poder tener un proceso totalmente automatizado.

La situación actual de la empresa ha obligado a reducir las entregas mensuales de resortes y trabajar con retrasos. Estos retrasos se han visto generados tanto por la conformación en sí de los resortes como por el tratamiento térmico y las pruebas de calidad requeridas antes de la entrega.

La producción mensual actual se ha visto reducida a un promedio de 31000 resortes entre los tres tipos BPH, lo cual genera una pérdida bastante grande, tomando en cuenta que con el funcionamiento de la máquina se podría suplir una cantidad mínima de 96000 resortes al mes, trabajando ocho horas diarias.

De esta manera VYMSA podría recuperar la producción que previamente estuvo planteada en este proyecto de 80000 resortes mensuales.

Es necesario anotar que la producción mensual de resortes depende de la demanda de cocinas que exista en el mercado, además de que los fabricantes de cocinas tienen sus preferencias para la fabricación de resortes, tomando en cuenta que son pocas las fábricas que poseen máquinas automáticas para este propósito.

El principio utilizado para el diseño presentó versatilidad y confiabilidad al momento de las pruebas, lo que podría abrir las puertas a la construcción de maquinaria con características similares en el país. Se debe considerar que la adquisición de máquinas automáticas para cualquier tipo de propósito implica una gran inversión de capital y muchas veces se ve desperdiciado debido a que las características que poseen éstas son extremadamente elevadas para la función que van a cumplir en el mercado ecuatoriano.

Con lo expuesto anteriormente se demuestra que nuestro país está en la capacidad de dar soluciones óptimas a los problemas que muchas veces afecta a la pequeña y mediana industria ecuatoriana.

Como se explicó en el capítulo 1, no era conveniente la adquisición de maquinaria de alto rendimiento y se logró construir un sistema de enrollado que con pequeñas adecuaciones permitirá la fabricación de los distintos tipos de resortes que la empresa requiere. El análisis financiero que se presenta a continuación permitirá determinar la factibilidad de este proyecto y su impacto en el mercado ecuatoriano.

En la tabla 6.1 se presentan los datos relacionados con la producción de los últimos ocho meses y que serán tomados en cuenta para el análisis financiero.

Tabla 6. 1 Producción de resortes - Abril-Noviembre 2004

6.2. EVALUACIÓN FINANCIERA

En este subcapítulo se detallarán todos los procesos y trabajos que fueron realizados con sus respectivos costos, con el objetivo de poder determinar los índices calificativos del proyecto como son el TIR y el VAN, además de un análisis costo-beneficio.

6.2.1. INVERSIÓN

La inversión que se realizará para la construcción de la máquina depende de tres rubros principales que son:

- Materia Prima
- Mano de obra y uso de maquinaria
- Ingeniería
- Otros

Todos estos rubros serán analizados a continuación para poder tener una idea clara del capital que la empresa debería invertir para construir la máquina en su totalidad. Vale aclarar los costos de los otros subsistemas son aproximados y basados en la construcción del sistema de enrollado.

6.2.1.1. Materia Prima

Como se planteo en un comienzo, no se realizará la construcción de los subsistemas de enderezado, alimentación y corte, es por esto que los valores de materiales y mano de obra para estos subsistemas son aproximados. La construcción del sistema de enrollado brinda una clara idea del costo que tendrán las otras partes de la máquina y se tomaron los mismos distribuidores de materiales para cada uno de los elementos requeridos. A continuación, en la tabla 6.2 se presenta la inversión realizada en materia prima para la construcción del sistema de enrollado.

Tabla 6. 2 Materia prima para sistema de enrollado

DESCRIPCIÓN	DISTRIBUIDOR	VALOR
Motorreductores	RAMFE	595.00
Variadores de frecuencia	SIEMENS	629.00
Plancha de acero	IPAC	174.59
Perfilería	DIPAC	81.18
Resortes	Gran Colombiana	10.00
Rodamientos	La Llave	39.72
Ejes	Bohler	62.40
Engranajes	Indusquima	166.00
Catalinas	Maq. Enríquez	41.00
Cadenas	Maq. Enríquez	21.60
Otros	Varios	100.00
TOTAL		1920.50

En esta tabla se puede observar que no está incluido el valor correspondiente al equipo eléctrico y esto se debe a que se lo tomará en cuenta como un sistema más, así como se lo realizó en el capítulo de diseño.

Bajo el mismo esquema anterior se evaluaron los otros subsistemas y el resumen de costos por materia prima se lo presenta en la tabla 6.3.

Tabla 6. 3 Materia prima para toda la máquina

SISTEMA	VALOR
Sistema de enderezado	168.56
Sistema de alimentación	892.25
Sistema de corte	1469.98
Sistema de enrollado	1920.49
Sistema eléctrico y control	1273.53
SUBTOTAL	5724.81
IVA (12%)	686.98
TOTAL	6411.79

6.2.1.2. Mano de obra y uso de maquinaria

Los valores correspondientes a estos rubros fueron tomados a partir de los datos cedidos por empresa, ya que, aquí se construyeron la gran mayoría de los elementos a excepción de los procesos de electroerosión y barolado. Los datos presentados en la tabla 6.4, incluyen tanto el costo por mano de obra como el correspondiente al tiempo de maquinado.

6.2.1.3. Ingeniería

Este rubro corresponde al ingreso económico que tienen los proyectistas por el diseño y seguimiento de la construcción de la maquinaria. Se estimó un sueldo aproximado de 400 dólares mensuales, tomando en cuenta una duración del proyecto de seis meses, se tendrá un costo por ingeniería de 4800 dólares, los cuales también se tendrán en cuenta para la inversión total del proyecto.

6.2.1.4. Otros

A los tres rubros anteriormente mencionados es necesario agregar un valor adicional en el cual se incluyen costos indirectos como son el transporte, útiles de oficina, adquisición de bibliografía, combustible, etc. Los cuales también deben ser tomados en cuenta en la inversión. Si bien es cierto que estos rubros son financiados en su totalidad por los proyectistas, es necesario que sean considerados de forma independiente para visualizar de mejor manera los gastos que se generan. En este caso se han considerado 500 dólares.

En la tabla 6.5 se presentan los valores totales que la empresa debería invertir en los distintos rubros para la construcción de esta maquinaria y el costo total de la inversión del proyecto.

Tabla 6. 4 Mano de obra y uso de maquinaria

Tabla 6. 5 Inversión total

RUBRO	COSTO (USD)
MATERIA PRIMA	6411.78
M.O./H.M.	1444.00
INGENIERIA	4800.00
OTROS	500.00
TOTAL INVERSION	13155.78

La inversión efectiva o real de la empresa no se toma en cuenta el costo por ingeniería, ya que, al ser un proyecto de grado los alumnos proyectistas no recibieron remuneración alguna, por esta razón la inversión real es de 8355.78 dólares.

6.2.2. INGRESOS

Con esta máquina, la empresa disminuirá la pérdida de materia prima tanto en la conformación del resorte (tabla 6.1) como en el corte de los extremos y requerirá de una persona menos para el proceso, ya que, con el proceso de esmerilado de extremos sería suficiente para el producto final. Además, la empresa podría cumplir con las entregas que las ensambladoras de cocinas le exigen actualmente, 31000, e inclusive volver a la producción inicial que se planteó inicialmente.

6.2.2.1. Ingreso por maquinaria

En la tabla 6.6 se puede observar el costo de fabricación por resorte actualmente, en el cálculo se toma en cuenta que se requieren de dos trabajadores con una remuneración mensual de 120 dólares y la fabricación total promedio de los últimos ocho meses como se presentó en la tabla 6.1.

Tabla 6. 6 Costo de fabricación de resortes actual

M.B.	Resorte	M.P.	M.O.	Tot. res.	M.O.	Cos. Fab.
<i>USD/kg</i>	<i>res/kg</i>	<i>USD/res</i>	<i>USD</i>	<i>resortes</i>	<i>USD/res</i>	<i>USD/res</i>
0.94	25	0.0376	240	21117 ³⁹	0.0114	0.0490

En la tabla 6.7 se presenta el costo de fabricación de resortes utilizando la máquina automática, en este cálculo se toma en cuenta que solo se requerirá de una sola persona para el conformado y que por cada kilogramo se pueden obtener 2 resortes más, debido a que ya no es necesario el corte de los extremos (aprox. 50 mm por resorte). Además se toma en cuenta que se ya se podrán fabricar los 31000 resortes que la empresa debe entregar mensualmente.

Tabla 6. 7 Costo de fabricación de resortes con máquina

M.B.	Resorte	M.P.	M.O.	Tot. res.	M.O.	Cos. Fab.
<i>USD/kg</i>	<i>res/kg</i>	<i>USD/res</i>	<i>USD</i>	<i>resortes</i>	<i>USD/res</i>	<i>USD/res</i>
0.94	27	0.03481	120	31000	0.0039	0.0387

Tomando en cuenta los dos costos de fabricación se obtendrá un ingreso por resorte de 0.0103 dólares. Lo que generaría un ingreso anual por inclusión de la máquina de 3831.20 dólares.

6.2.2.2. Ingreso por materia prima

La materia prima que se pierde actualmente proviene tanto del corte de los extremos como del conformado final del resorte. A continuación se presentan las pérdidas mensuales producidas debido al corte de los extremos.

³⁹ Cantidad de resortes producidos mensualmente, Tabla 6.1

Tabla 6. 8 Pérdida mensual debido al corte de extremos

Tipo	L. Alam.	L. Cort.	L. Mensual	P. Unit.	Peso tot	Precio	Pérdida
	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>kg/m</i>	<i>kg</i>	<i>usd/kg</i>	<i>usd</i>
BPH-01	611.9	50	219050	0.059	12.924	0.83	10.73
BPH-02	599.3	50	584456.25	0.067	39.159	0.94	36.81
BPH-03	565.0	50	218525	0.076	16.608	1.07	17.77

A estos valores se les debe añadir la pérdida producida por resortes defectuosos que proviene de la tabla 6.1 y del costo de fabricación actual en la tabla 6.6. Dichos resortes generan una pérdida mensual de 33.11 dólares.

La ganancia mensual que se obtendría al evitar la pérdida de materia prima sería de 98.42 dólares.

6.2.3. EGRESOS

Dentro de los egresos que el proyecto se ve sometido se encuentran el mantenimiento, la depreciación y los gastos de operación. A continuación se detallan cada uno de ellos.

6.2.3.1. Mantenimiento

El capital anual que se deberá invertir en el mantenimiento no es elevado, ya que la máquina ha sido fabricada de forma que la lubricación sea mínima y que los elementos sometidos a mayor desgaste sean fácilmente reemplazables y de bajo costo. Los planes de mantenimiento se encuentran especificados en el anexo A2. Por estas razones se considera un costo por mantenimiento anual de 450 dólares.

6.2.3.2. Depreciación

La depreciación de una máquina en el país se la evalúa a diez años. Por esta razón se tomará en cuenta que la máquina se depreciará un 10% anual de la inversión efectiva o real, lo que genera un egreso de 835.58 dólares anuales.

6.2.3.3. Operación

La operación contempla el costo debido al consumo de energía eléctrica ocasionado por los 4 motores que operan el sistema. Con un total de 3.9 HP, tomando en cuenta que se requieren de aproximadamente 60 horas de trabajo para suplir la demanda y que el costo del kilovatio-hora para línea trifásica es de 0.06 dólares se tendría un egreso anual por operación de 125.85 dólares.

6.2.4. FLUJO DE CAJA

El flujo de caja constituye el análisis de ingresos y egresos que anualmente realizará la empresa y se presenta en la tala 6.9.

Tabla 6. 9 Flujo de caja anual

INGRESOS	VALOR
Ingreso por máquina	3831.20
Ingreso por remuneraciones	1440.00
Ingreso por materia prima	1181.04
TOTAL INGRESOS	6452.24
EGRESOS	VALOR
Mantenimiento	450.00
Depreciación	835.58
Costo de operación	125.85
TOTAL EGRESOS	1411.43
FLUJO ANUAL	5040.81

Para la determinación del factor VAN (valor actual neto), primeramente se determinará el flujo neto de caja para cada uno de los periodos correspondientes, utilizando la expresión 6.1:

$$FNC = \frac{F}{(1 + r)^n} \quad (6. 1)$$

Donde:

F: Flujo de caja anual

r: tasa de interés del 15%

n: Período

Tabla 6. 10 Flujos de caja netos por período

PERIODO	1	2	3	4	5
FLUJO	4383.31	3811.57	3314.41	2882.10	2506.17
PERIODO	6	7	8	9	10
FLUJO	2179.28	1895.03	1647.85	1432.91	1246.01

6.2.5. CÁLCULO DE ÍNDICES VAN/TIR

Con los valores previamente presentados, es posible determinar el valor del VAN, utilizando la expresión 6.2:

$$VAN = -I + \sum_{n=1}^{10} FNC_n \quad (6. 2)$$

Para la determinación del valor de la tasa interna de retorno (TIR), se asume que el valor del VAN es cero, y se determina el valor r. Para esto se interactúa con la expresión 6.3 utilizando el programa MATHCAD.

$$\text{TIR} = \text{root} \left[-I + \sum_{n=1}^{10} \frac{F}{(1+r)^n}, r, 0, 2 \right] \quad (6.3)$$

De esta manera los valores obtenidos para los dos índices son los siguientes:

$$\text{VAN} = 16942.86$$

$$\text{TIR} = 59.8 \%$$

Si se compara el valor del TIR con el que actualmente presentan las tasas bancarias, se confirma que es un proyecto rentable, además si se observan los flujos de caja de cada período se tiene que la inversión realizada se la recuperaría prácticamente al segundo año de funcionamiento. En este punto es importante aclarar que la inversión realizada puede recuperarse con mayor rapidez si VYMSA cumpliría con la producción que inicialmente tenía pensado realizar. Además vale aclarar que estos índices pueden variar dependiendo de la demanda de mercados que pueda existir en el mercado.

6.2.6. ANÁLISIS COSTO-BENEFICIO

Este análisis refleja de mejor manera el beneficio que el proyecto dará a la empresa por la inclusión de esta nueva maquinaria, para esto, es necesario realizar la actualización (traer a valor presente) cada uno de los flujos de ingresos y egresos anuales. Para realizar este cálculo se utilizará la expresión 6.4, los datos se encuentran tabulados en la tabla 6.11.

$$V_0 = \frac{V_n}{(1+r)^n} \quad (6.4)$$

Tabla 6. 11 Actualización de ingresos y egresos

PERIODO	INGRESOS	EGRESOS	ACTUALIZACION	
			INGRESOS	EGRESOS
0	0	8355.78	0.00	8355.78
1	6452.24	1411.43	5610.64	1227.33
2	6452.24	1411.43	4878.82	1067.25
3	6452.24	1411.43	4242.45	928.04
4	6452.24	1411.43	3689.09	806.99
5	6452.24	1411.43	3207.90	701.73
6	6452.24	1411.43	2789.48	610.20
7	6452.24	1411.43	2425.64	530.61
8	6452.24	1411.43	2109.25	461.40
9	6452.24	1411.43	1834.13	401.22
10	6452.24	1411.43	1594.90	348.89
TOTAL			32382.30	15439.44

Con los datos actualizados de ingresos y egresos es posible determinar el costo-beneficio del proyecto de la siguiente manera:

$$\text{Beneficio} = \frac{I}{E} = 2.10$$

Con el valor obtenido se puede decir que el beneficio que la empresa obtendría por el proyecto va a ser mayor al doble que la inversión realizada.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

- 7.1.1 Se realizó la construcción del sistema de enrollado, estableciendo una producción mínima de 96000 resortes mensuales teniendo como referencia que únicamente se opera durante 8 horas diarias a lo largo del mes.
- 7.1.2 Se diseñó cada elemento que conforma la parte mecánica de la máquina con su respectivo plano de construcción, despiece y montaje de los sistemas que lo conforman, para que de esta forma se optimicen los tiempos en los respectivos mantenimientos.
- 7.1.3 El diseño de la presente máquina brinda la facilidad de ampliar la producción a otros tipos de resortes simplemente con el cambio de pocos elementos y parámetros de funcionamiento, dándole a esta una gran versatilidad en lo que respecta a la fabricación de resortes en masa.
- 7.1.4 Se realizó la calibración adecuada a la cual la máquina trabaja de forma óptima para la producción, tomando en cuenta todos los parámetros que intervienen en la pruebas.
- 7.1.5 Los elementos que conforman la máquina están elaborados con materiales que se encuentran en el mercado Ecuatoriano, y que cumplieron con las normas y requerimientos que se establecen en el procedimiento del diseño.
- 7.1.6 El manual de operación de la máquina facilita el control y supervisión del proceso de fabricación de resortes por parte del operador.

- 7.1.7 El manual de mantenimiento de la máquina es un elemento fundamental, ya que, es aquel que presenta los parámetros que se deben seguir para que la máquina tenga un funcionamiento óptimo.
- 7.1.8 Tanto en el diseño como en la construcción de la máquina se pusieron en práctica los conocimientos teórico-prácticos adquiridos durante la carrera de Ingeniería Mecánica constituyéndose este proyecto en una gran experiencia pre-profesional.

7.2. RECOMENDACIONES

- 7.2.1 Para cumplir con la producción establecida como mínima, se debe tener un minucioso control de operación de la máquina debido a la automatización de la misma y los elementos constituyentes deben someterse a un cuidadoso mantenimiento para asegurar de esa manera que se cumpla con la producción establecida y que no existan contratiempos que se puedan prevenir.
- 7.2.2 Tanto los planos de despiece, montaje y desmontaje deben ser ubicados junto al manual de mantenimiento de la máquina, para otorgar el respectivo nivel de atención que requiere la presente, con la finalidad de optimizar el tiempo empleado para dicho procedimiento
- 7.2.3 Con la finalidad de ampliar la versatilidad de la máquina intercambiando varios elementos, es factible realizar un análisis del comportamiento de la máquina, de los elementos constitutivos y del programa que controla la operación de la misma para evitar contratiempos
- 7.2.4 Debido a que se trata de un dispositivo que se encuentra sometido a vibración y otros factores tanto internos como externos de la

máquina, se debe tener un control constante para evitar cualquier eventualidad en la producción

- 7.2.5 En el caso de que uno de los elementos mecánicos sufra algún tipo de avería, considerando el diseño de dicho elemento se puede emplear cualquier material existente en el mercado nacional siempre y cuando cumpla con las normas de diseño.
- 7.2.6 El operador debe tener muy en claro el funcionamiento de la máquina de resortes y del proceso que en ella se desarrolla, con la finalidad de tener una respuesta inmediata en caso de cualquier tipo de situación que se desarrollase.
- 7.2.7 El departamento de mantenimiento es el encargado de llevar y ejecutar los chequeos periódicos tales como inspección, lubricación y overhauls menores; por tal motivo son los responsables de mantener el manual de mantenimiento actualizado y en ejecución en todo momento
- 7.2.8 En el diseño se debe prever todas las situaciones que se puedan presentar durante la etapa de construcción para evitar retrasos y errores que eleven los costos de fabricación