

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA CORTADORA  
REBOBINADORA DE PAPEL**

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

**ALEX RODOLFO GUZMÁN ANTAMBA  
ESTEBAN JAVIER JÁTIVA POZO**

**DIRECTOR: Ing. IVÁN ZAMBRANO**

**Quito, Noviembre 2007**

## DECLARACIÓN

Nosotros, Alex Rodolfo Guzmán Antamba, y Esteban Javier Játiva Pozo, declaramos bajo juramento que el trabajo descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

---

Alex Rodolfo Guzmán Antamba

---

Esteban Javier Játiva Pozo

## **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Alex Rodolfo Guzmán Antamba y Esteban Javier Játiva Pozo, bajo mi supervisión.

---

Ing. Iván Zambrano

**DIRECTOR**

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios, por guiar nuestros pasos y darnos la sabiduría y la paciencia necesaria para vencer todas las dificultades que la vida nos presenta.

Al Ing. Iván Zambrano por su acertada dirección en la elaboración de este proyecto.

A todas aquellas personas que de alguna manera contribuyeron en la realización de este proyecto.

Gracias por lo que hemos logrado.

**Alex - Esteban**

## DEDICATORIA

A mis padres, Manuel y Anita, por el apoyo que siempre me han brindado y con el cual, he logrado terminar mi carrera Profesional, la cual constituye la herencia más valiosa que pudiera recibir. A ellos mi admiración, respeto y la promesa de seguir siempre adelante. Además, porque durante estos años su lucha y esfuerzo ha sido mayor, e inculcarme las virtudes más grandes que el ser humano debe adoptar “constancia, honradez y humildad”.

A mis hermanos Manuel Fernando y Anita Cristina, porque a pesar de las dificultades que Dios nos pone en el camino, los tres seguimos luchando hasta alcanzar una mejor suerte.

**Alex**

El presente trabajo esta dedicado especialmente a mi madre, porque gracias a su cariño, guía y apoyo he logrado terminar mis estudios profesionales, que constituyen el legado más grande que pudiera recibir y por lo cual viviré eternamente agradecido.

A Luis, por luchar y compartir su vida con nosotros. A mis hermanos Richard y Katty, mis tías Soledad y Alba, porque a pesar de que la vida nos golpee saldremos adelante. A mis amigos Cristian, Enrique, Alejandro y Gordo, por brindarme su amistad sincera e incondicional a lo largo de mi vida.

A todos los Subversivos y amigos de la Carrera de Ingeniería Mecánica por la compañía y amistad, tan necesaria en los difíciles años de estudio.

A mi novia y amiga Johanna Zurita, por que desde hace dos años siempre has estado allí.

**Esteban**

## CONTENIDO

<b>ÍNDICE DE TABLAS.....</b>	<b>IX</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS .....</b>	<b>XI</b>
<b>SIMBOLOGÍA .....</b>	<b>XIV</b>
<b>RESUMEN .....</b>	<b>1</b>
<b>PRESENTACIÓN.....</b>	<b>2</b>
<b>CAPÍTULO I.....</b>	<b>3</b>
<b>1 FUNDAMENTO TEÓRICO .....</b>	<b>3</b>
<b>1.1 INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>3</b>
<b>1.2 OBJETIVOS. ....</b>	<b>3</b>
1.2.1 Objetivo general .....	3
1.2.2 Objetivos específicos .....	4
<b>1.3 ALCANCES:.....</b>	<b>4</b>
<b>1.4 EL PAPEL.....</b>	<b>5</b>
1.4.1 Estructura del papel. ....	5
1.4.2 Propiedades físicas del papel.....	5
1.4.3 Propiedades mecánicas y de resistencia. ....	6
1.4.4 Propiedades visuales o de presentación.....	7
1.4.5 Tipos de papel y aplicaciones. ....	8
<b>1.5 MÁQUINAS CONVERTIDORAS DE PAPEL.....</b>	<b>10</b>
<b>1.6 TIPOS DE MÁQUINAS REBOBINADORAS. ....</b>	<b>10</b>
1.6.1 Máquinas rebobinadoras horizontales.....	10
1.6.2 Máquinas rebobinadoras verticales.....	12
<b>1.7 MECANISMOS DE CORTE DEL PAPEL.....</b>	<b>13</b>
1.7.1 Corte por cuchillas planas. ....	13
1.7.2 Corte por cuchillas circulares y rotatorias.....	14
<b>1.8 CONTROL DE TENSIÓN.....</b>	<b>17</b>
1.8.1 Importancia del control de la tensión.....	17
1.8.2 Zonas importantes para el control de la tensión.....	19
<b>1.9 TIPOS DE CONTROL DE LA TENSIÓN .....</b>	<b>21</b>
1.9.1 Control de tensión manual .....	21
1.9.2 Control de tensión por medio de la medida del diámetro. ....	22

<b>1.10 AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL DE UN SISTEMA .....</b>	<b>26</b>
<b>CAPÍTULO II .....</b>	<b>27</b>
<b>2 PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS .....</b>	<b>27</b>
<b>2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA .....</b>	<b>27</b>
<b>2.2 LIMITACIONES .....</b>	<b>27</b>
<b>2.3 ESPECIFICACIONES.....</b>	<b>28</b>
2.3.1 Parámetros funcionales.....	28
2.3.2 Tamaño y peso.....	29
2.3.3 Ambiente de trabajo .....	29
2.3.4 Costo del producto .....	29
2.3.5 Apariencia .....	29
2.3.6 Versatilidad .....	29
<b>2.4 ALTERNATIVAS DEL PROTOTIPO .....</b>	<b>29</b>
2.4.1 Prototipo 1: bobinas alimentadoras alineadas en vertical. ....	30
2.4.2 Prototipo 2: Bobinas alimentadoras alineadas en horizontal.....	31
2.4.3 Prototipo 3: Bobinas alimentadoras alineadas en L. ....	32
<b>2.5 VALORACIÓN DEL PROTOTIPO .....</b>	<b>33</b>
<b>2.6 SELECCIÓN DEL PROTOTIPO .....</b>	<b>33</b>
<b>2.7 PARÁMETROS PARA LA EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS DE     LOS SISTEMAS. ....</b>	<b>34</b>
2.7.1 Costo.....	34
2.7.2 Operación y control .....	34
2.7.3 Mantenimiento.....	34
2.7.4 Funcionalidad.....	34
2.7.5 Fabricación y montaje. ....	35
<b>2.8 VALORACIÓN Y FACTORES DE INCIDENCIA.....</b>	<b>35</b>
<b>2.9 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE LOS SISTEMAS .....</b>	<b>35</b>
2.9.1 Sistema de corte. ....	35
2.9.2 Sistema de control de tensión. ....	36
2.9.3 Sistema de transmisión. ....	37
2.9.4 Sistemas de sujeción de las bobinas. ....	37
2.9.5 Sistema de conteo del papel. ....	38
<b>2.10 DESCRIPCIÓN DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA. ....</b>	<b>38</b>

<b>CAPÍTULO III</b> .....	<b>40</b>
<b>3 DISEÑO DETALLADO</b> .....	<b>40</b>
<b>3.1 INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>40</b>
<b>3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO.</b> .....	<b>44</b>
3.2.1 Cálculo de la velocidad angular. ....	45
3.2.2 Dimensionamiento de las poleas dentadas y catarinas.....	46
<b>3.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR</b> .....	<b>47</b>
3.3.1 Potencia para mover los rodillos de desbobinado.....	51
3.3.2 Potencia para mover los rodillos guías.....	55
3.3.3 Potencia para mover el rodillo de arrastre.....	57
3.3.4 Potencia para mover el rodillo de bobinado .....	60
3.3.5 Potencia requerida para mover las poleas. ....	62
3.3.6 Potencia requerida. ....	66
3.3.7 Potencia que debe suministrar el motor .....	67
<b>3.4 SELECCIÓN DE LA BANDA DENTADA</b> .....	<b>67</b>
3.4.1 Potencia de diseño.....	67
3.4.2 Selección del paso de la banda dentada.....	68
3.4.3 Selección del la longitud de la banda. ....	69
<b>3.5 SELECCIÓN DE CADENAS</b> .....	<b>70</b>
<b>3.6 TENSIÓN DEL PAPEL EN LA ZONA DE DESBOBINADO</b> .....	<b>71</b>
<b>3.7 DISEÑO DEL RESORTE DEL FRENO DEL RODILLO DE DESBOBINADO</b> .....	<b>76</b>
<b>3.8 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE SOPORTE DEL RODILLO DE DESBOBINADO</b> .....	<b>89</b>
<b>3.9 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE MOTRIZ</b> .....	<b>94</b>
<b>3.10 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE SOPORTE DEL RODILLO DE ARRASTRE</b> .....	<b>107</b>
<b>3.11 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE SOPORTE DEL BOBINADOR</b> .....	<b>121</b>
<b>3.12 DISEÑO DEL RESORTE DEL FRENO DEL BOBINADOR</b> .....	<b>131</b>
<b>3.13 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DEL RODILLO PRESOR</b> .....	<b>143</b>
<b>3.14 SELECCCIÓN DE RODAMIENTOS</b> .....	<b>151</b>
3.14.1 Rodamientos del eje del rodillo de arrastre .....	152
3.14.2 Rodamientos del eje soporte del bobinador .....	153
3.14.3 Rodamientos del eje motriz .....	155
3.14.4 Rodamientos del rodillo presor .....	156



3.14.5 Rodamientos del eje soporte del desbobinador .....	157
<b>3.15 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA SOPORTE .....</b>	<b>158</b>
3.15.1 Geometría de la estructura:.....	158
3.15.2 Resultados del analisis de cargas .....	159
<b>CAPÍTULO IV.....</b>	<b>160</b>
<b>4 COSTOS.....</b>	<b>160</b>
<b>4.1 INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>160</b>
4.1.1 Costo de mecanizado de piezas .....	160
4.1.2 Costo de elementos normalizados .....	160
4.1.3 Costo de otros elementos .....	160
4.1.4 Costo de diseño .....	161
4.1.5 Costo del sistema eléctrico y de control .....	161
<b>4.2 DETALLE DE COSTOS.....</b>	<b>161</b>
4.2.1 Costo de fabricación de los rodillos desbobinadores. ....	161
4.2.2 Costo de fabricación del rodillo de arrastre .....	162
4.2.3 Costo de fabricación del rodillo guía .....	163
4.2.4 Costo de fabricación del rodillo presor .....	164
4.2.5 Costo de fabricación de los rodillos bobinadores .....	165
4.2.6 Costo de elementos de transmisión de potencia.....	166
4.2.7 Costo de armado y acabados de la estructura y carcasa.....	166
4.2.8 Costo del sistema eléctrico y de control .....	167
4.2.9 Costo total .....	168
<b>CAPÍTULO V.....</b>	<b>169</b>
<b>5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>169</b>
<b>5.1 CONCLUSIONES .....</b>	<b>169</b>
<b>5.2 RECOMENDACIONES.....</b>	<b>170</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>171</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>173</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

### CAPÍTULO II

TABLA 2-1: PARÁMETROS Y FACTORES DE INCIDENCIA PARA LA CALIFICACIÓN DE LOS PROTOTIPOS .....	33
TABLA 2-2: CALIFICACIÓN Y SELECCIÓN DEL PROTOTIPO .....	33
TABLA 2-3: PARÁMETROS Y FACTORES DE INCIDENCIA PARA LA CALIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS.....	35
TABLA 2-4: CALIFICACIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CORTE. ....	36
TABLA 2-5: CALIFICACIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE TENSIÓN. ....	36
TABLA 2-6: CALIFICACIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN. ....	37
TABLA 2-7: CALIFICACIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUJECIÓN DE LAS BOBINAS.....	37
TABLA 2-8: CALIFICACIÓN Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONTEO DEL PAPEL.....	38

### CAPÍTULO III

TABLA 3-1: SISTEMAS Y ELEMENTOS DE LA MÁQUINA CORTADORA REBOBINADORA. ....	41
TABLA 3-2: VELOCIDADES ANGULARES DE LOS EJES DE BOBINADO Y ARRASTRE. ....	46
TABLA 3-3: DIMENSIONES DE LOS ELEMENTOS MÓVILES DEL RODILLO DEL SISTEMA DE DESBOBINADO.....	51
TABLA 3-4: INERCIA DE UN RODILLO DEL SISTEMA DE DESBOBINADO.....	52
TABLA 3-5: DIMENSIONES DE LOS ELEMENTOS MÓVILES DE LOS RODILLOS GUÍAS. ....	55
TABLA 3-6: RESULTADOS DE INERCIA TOTAL DE LOS RODILLOS GUÍAS.....	55
TABLA 3-7: DIMENSIONES DE LOS ELEMENTOS MÓVILES DEL RODILLO DE ARRASTRE. ....	58
TABLA 3-8: RESULTADOS DE INERCIA TOTAL DEL RODILLO DE ARRASTRE. ....	58
TABLA 3-9: DIMENSIONES DE LOS ELEMENTOS MÓVILES DEL SISTEMA DE BOBINADO. ...	60
TABLA 3-10: RESULTADOS DE INERCIA TOTAL DEL SISTEMA BOBINADO. ....	61
TABLA 3-11: DIMENSIONES DE LAS POLEAS.....	62
TABLA 3-12: RESULTADOS DE INERCIAS DE LAS POLEAS.....	63
TABLA 3-13: PROPIEDADES MECÁNICAS DEL PAPEL BOND .....	71
TABLA 3-14: TENSIÓN RECOMENDADA PARA PAPEL BOND.....	73
TABLA 3-15: FUERZA NORMAL EN EL FRENO PARA CADA TIPO DE PAPEL.....	75
TABLA 3-16: ESPECIFICACIONES DEL SOPORTE CON RODAMIENTO DEL RODILLO DE ARRASTRE. ....	152
TABLA 3-17: ESPECIFICACIONES DEL SOPORTE CON RODAMIENTO DEL EJE SOPORTE DEL BOBINADOR.....	153

TABLA 3-18: ESPECIFICACIONES DEL RODAMIENTO DE LA CATARINA DEL EJE SOPORTE DEL BOBINADOR.....	154
TABLA 3-19: ESPECIFICACIONES DEL RODAMIENTO DEL RODILLO PRESOR. ....	155
TABLA 3-20: ESPECIFICACIONES DEL SOPORTE CON RODAMIENTO DEL EJE MOTRIZ. .	156
TABLA 3-21: ESPECIFICACIONES DEL RODAMIENTO DEL RODILLO PRESOR. ....	157
TABLA 3-22: ESPECIFICACIONES DEL RODAMIENTO DEL RODILLO PRESOR. ....	157

## **CAPÍTULO IV**

TABLA 4-1: COSTO DE MECANIZADO DE LAS PIEZAS DEL RODILLO DESBOBINADOR. ...	161
TABLA 4-2: COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS DEL RODILLO DESBOBINADOR. ...	162
TABLA 4-3: COSTO DE OTROS ELEMENTOS DEL RODILLO DESBOBINADOR.....	162
TABLA 4-4: COSTO DE FABRICACIÓN DEL RODILLO DESBOBINADOR.....	162
TABLA 4-5: COSTO DE MECANIZADO DE LAS PIEZAS DEL RODILLO DE ARRASTRE. ....	162
TABLA 4-6: COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS DEL RODILLO DE ARRASTRE.....	163
TABLA 4-7: COSTO DE FABRICACIÓN DEL RODILLO DE ARRASTRE. ....	163
TABLA 4-8: COSTO DE MECANIZADO DE LAS PIEZAS DE LOS RODILLOS GUÍAS.....	163
TABLA 4-9: COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS DE LOS RODILLOS GUÍAS. ....	163
TABLA 4-10: COSTO DE FABRICACIÓN DE LOS RODILLOS GUÍAS.....	164
TABLA 4-11: COSTO DE MECANIZADO DE LAS PIEZAS DEL RODILLO PRESOR. ....	164
TABLA 4-12: COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS DEL RODILLO PRESOR.....	164
TABLA 4-13: COSTO DE OTROS ELEMENTOS DEL RODILLO PRESOR. ....	164
TABLA 4-14: COSTO DE FABRICACIÓN DEL RODILLO PRESOR. ....	165
TABLA 4-15: COSTO DE MECANIZADO DE LAS PIEZAS DEL BOBINADOR .....	165
TABLA 4-16: COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS DEL BOBINADOR. ....	165
TABLA 4-17: COSTO DE OTROS ELEMENTOS DEL BOBINADOR.....	166
TABLA 4-18: COSTO DE LOS ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA. ....	166
TABLA 4-19: COSTO DE MATERIA PERFILES DE ACERO. ....	166
TABLA 4-20: COSTO DE SOLDADURA, PINTURA Y DOBLADO DE TOL.....	167
TABLA 4-21: COSTO DE ELEMENTOS DE SOPORTE ESTRUCTURAL.....	167
TABLA 4-22: COSTO DE ELEMENTOS DE SOPORTE ESTRUCTURAL.....	167
TABLA 4-23: COSTO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL. ....	167
TABLA 4-24: COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA CORTADORA REBOBINADORA. ....	168

## ÍNDICE DE FIGURAS

### CAPÍTULO I

FIGURA 1-1: ROLLOS DE PAPEL PARA SUMADORAS. ....	9
FIGURA 1-2: ESQUEMA DE UNA MÁQUINA REBOBINADORA.....	10
FIGURA 1-3: MÁQUINA REBOBINADORA LATERAL.....	11
FIGURA 1-4: MÁQUINA REBOBINADORA CENTRAL. ....	12
FIGURA 1-5: MÁQUINA REBOBINADORA VERTICAL. ....	12
FIGURA 1-6: ESQUEMA DE CUCHILLAS RECTAS. ....	14
FIGURA 1-7: CUCHILLA CIRCULAR DE CORTE A PRESIÓN. ....	15
FIGURA 1-8: CUCHILLA CIRCULAR DE CORTE A TIJERA. ....	16
FIGURA 1-9: ESQUEMA DE UNA CUCHILLA CIRCULAR DE CORTE A NAVAJA. ....	16
FIGURA 1-10: APLICACIÓN DE TENSIÓN A UNA BANDA DE PAPEL. ....	17
FIGURA 1-11: A) PERPENDICULARIDAD ENTRE EL PAPEL Y LOS RODILLOS B) ESTIRAMIENTO DE LA BANDA. ....	18
FIGURA 1-12: FORMACIÓN DE ROLLOS CÓNCAVOS Y TELESCÓPICOS POR LA AUSENCIA DEL CONTROL DE TENSIÓN.....	18
FIGURA 1-13: LAMINADO DEL PAPEL. ....	19
FIGURA 1-14: ZONAS DE CONTROL DE TENSIÓN.....	19
FIGURA 1-15: ZONA DE DESBOBINADO.....	20
FIGURA 1-16: CONTROL DE TENSIÓN MANUAL. ....	21
FIGURA 1-17: CONTROL DE LA TENSIÓN POR MEDIO DE LA MEDICIÓN DEL DIÁMETRO UTILIZANDO UN BRAZO SEGUIDOR. ....	22
FIGURA 1-18: CONTROL DE LA TENSIÓN POR MEDIO DE LA MEDICIÓN DEL DIÁMETRO UTILIZANDO ULTRASONIDO. ....	24
FIGURA 1-19: CONTROL DE LA TENSIÓN POR MEDIO DE LA MEDICIÓN DEL DIÁMETRO CALCULANDO VELOCIDADES.....	25

### CAPÍTULO II

FIGURA 2-1: MÁQUINA CORTADORA- REBOBINADORA CON BOBINAS ALIMENTADORAS ALINEADAS EN VERTICAL. ....	30
FIGURA 2-2: MÁQUINA CORTADORA REBOBINADORA CON BOBINAS ALIMENTADORAS ALINEADAS EN HORIZONTAL. ....	31
FIGURA 2-3: MÁQUINA CORTADORA REBOBINADORA CON BOBINAS ALIMENTADORAS ALINEADAS EN L. ....	32

### CAPÍTULO III

FIGURA 3-1: MÁQUINA CORTADORA REBOBINADORA DE PAPEL: (A) VISTA ISOMÉTRICA FRONTAL, (B) VISTA ISOMÉTRICA POSTERIOR.....	42
FIGURA 3-2: VISTA FRONTAL DE LA MÁQUINA CORTADORA REBOBINADORA DE PAPEL.....	43
FIGURA 3-3: VISTA LATERAL DERECHA DE LA MÁQUINA CORTADORA REBOBINADORA DE PAPEL. ....	43
FIGURA 3-4: ESQUEMA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO. ....	44
FIGURA 3-5: SISTEMA DESBOBINADOR.....	52
FIGURA 3-6: SISTEMA RODILLO DE ARRASTRE Y RODILLO PRESOR.....	57
FIGURA 3-7: RODILLO DE ARRASTRE. ....	57
FIGURA 3-8: SISTEMA DE BOBINADO. ....	60
FIGURA 3-9: ESQUEMAS DE LAS TRES CONFIGURACIONES DE LA TRANSMISIÓN CON CATARINAS. ....	70
FIGURA 3-10: ESQUEMA DEL MONTAJE DEL RESORTE DEL DESBOBINADOR.....	76
FIGURA 3-11: DIMENSIONES DEL RESORTE DEL FRENO DEL RODILLO DEL DESBOBINADOR. ....	77
FIGURA 3-12: ESQUEMA PRELIMINAR DEL EJE SOPORTE DEL RODILLO DE DESBOBINADO. ....	89
FIGURA 3-13: ESQUEMA PRELIMINAR DEL EJE SOPORTE DEL RODILLO DE DESBOBINADO. ....	89
FIGURA 3-14: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE DEL RODILLO DE DESBOBINADO. ....	90
FIGURA 3-15: DIAGRAMA DE CORTANTE DEL EJE DEL RODILLO DESBOBINADOR. ....	91
FIGURA 3-16: DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR DEL EJE DEL RODILLO DESBOBINADOR. ....	91
FIGURA 3-17: DIAGRAMA PRELIMINAR DEL SISTEMA EJE MOTRIZ.....	94
FIGURA 3-18: FUERZAS DE TENSIÓN QUE INTERVIENEN EN LAS POLEAS Y CATARINA. ....	95
FIGURA 3-19: COMPONENTES DE LA FUERZA DE TENSIÓN EN LA CATARINA, PLANO (YZ). ....	98
FIGURA 3-20: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE MOTRIZ, PLANO (XY).....	99
FIGURA 3-21: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE MOTRIZ, PLANO (XYZ). ....	99
FIGURA 3-22: DIAGRAMA DE CORTANTE DEL EJE MOTRIZ.....	101
FIGURA 3-23: DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR DEL EJE MOTRIZ.....	101
FIGURA 3-24: DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO. ....	106
FIGURA 3-25: ESQUEMA PRELIMINAR DEL RODILLO DE ARRASTRE. ....	107
FIGURA 3-26: FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL RODILLO DE ARRASTRE. ....	108

FIGURA 3-27: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE DE RODILLO DE ARRASTRE. ....	109
FIGURA 3-28: DIAGRAMA DE CORTANTE DEL EJE DE ARRASTRE.....	112
FIGURA 3-29: DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR DEL EJE DE ARRASTRE. ....	113
FIGURA 3-30: DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO. ....	120
FIGURA 3-31: ESQUEMA PRELIMINAR DEL SISTEMA DE BOBINADO.....	121
FIGURA 3-32: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE DE BOBINADO.....	121
FIGURA 3-33: DIAGRAMA PRELIMINAR EJE MOTRIZ DEL BOBINADOR. ....	123
FIGURA 3-34: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE SOPORTE DEL BOBINADOR PLANO (XY). ....	123
FIGURA 3-35: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE SOPORTE DEL BOBINADOR PLANO (XYZ).....	123
FIGURA 3-36: DIAGRAMA DE CORTANTE DEL EJE SOPORTE DEL BOBINADOR. ....	125
FIGURA 3-37: DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR DEL EJE SOPORTE DEL BOBINADOR. ....	126
FIGURA 3-38: ESQUEMA DEL MONTAJE DEL RESORTE DEL RESORTE DEL FRENO DEL BOBINADOR.....	131
FIGURA 3-39: DIMENSIONES DEL RESORTE DEL FRENO DEL BOBINADOR. ....	132
FIGURA 3-40: VISTA ISOMÉTRICA DEL RODILLO PRESOR. ....	143
FIGURA 3-41: DIAGRAMA PRELIMINAR DEL RODILLO PRESOR. ....	144
FIGURA 3-42: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE DE ARRASTRE. ....	145
FIGURA 3-43: DIAGRAMA DE CORTANTE DEL EJE PRESOR.....	146
FIGURA 3-44: DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR DEL EJE PRESOR.....	147
FIGURA 3-45: ESQUEMA DE LA ESTRUCTURA A ANALIZAR. ....	158
FIGURA 3-46: DISTRIBUCIÓN DE LA CARGA DE 400 KG Y UBICACIÓN DE LOS APOYOS. ....	159

## SIMBOLOGÍA

$I$  = Inercia ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ).

$d_{ext}$  = Diámetro externo (m).

$d_{int}$  = Diámetro interno (m).

$d$  = Diámetro (m).

$m$  = Masa del cuerpo (kg).

$V$  = Volumen ( $\text{m}^3$ ).

$\rho$  = Densidad ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).

$L$  = Longitud (m).

$\omega$  = Velocidad angular (rad/s).

$\omega_o$  = Velocidad angular inicial (rad/seg).

$v$  = Velocidad lineal (m/s).

$r$  = Radio (m).

$\alpha$  = Aceleración angular ( $\text{rad}/\text{s}^2$ ).

$t$  = Tiempo (s).

$T$  = Torque (Nm).

$P$  = Potencia (kW.).

$n$  = velocidad angular en revoluciones por minuto (rpm).

$F$  = Fuerza de tensión (N).

$T_{ta}$  = Torque generado por la tensión del papel (Nm).

$T_p$  = Tensión recomendada para el papel (N).

$r$  = Radio de la bobina alimentadora (m).

$l$  = Ancho de la bobina (m).

$F_n$  = Fuerza normal aplicada al freno (N).

$f$  = factor de fricción

$F_{máx}$  = Fuerza máxima de trabajo(N).

$l_O$  = Longitud inicial con precarga (N).

$l_F$  = Longitud final de trabajo (N).

$D$  = Diámetro medio del resorte (m).

$C$  = Índice del Resorte

$S_{ut}$  = Resistencia última a la tensión (MPa) .

$A$  = Constante (MPa).

$K_s$  = Factor de multiplicación del esfuerzo cortante.

$N_e$  = Número de espiras activas.

$N_T$  = Número total de espiras.

$N_D$  = Número de espiras inactivas

$k$  = Constante o módulo del resorte (N/m).

$G$  = Módulo de rigidez (GPa).

$S_{se}$  = Resistencia a la fatiga (MPa).

$K_C$  = Factor de confiabilidad.

$K_e$  = Factor de modificación por concentración de esfuerzos.

$k_c$  = Factor de curvatura.

$K_s$  = Factor de multiplicación del esfuerzo cortante.

$\sigma_x$  = Esfuerzo de flexión (MPa).

$\tau_{xy}$  = Esfuerzo de torsión (MPa).

$M$  = Momento flexionante en la sección crítica (Nm).

$M_t$  = Momento torsionante en la sección crítica (Nm).

$\sigma_x$  = Esfuerzo de flexión (MPa).

$S_y$  = resistencia a la fluencia (MPa)

$n_s$  = factor de seguridad

$P_C$  = Fuerza radial de la polea (N).



$R_p$  = Radio de la polea o catarina (m).

$F_R$  = Fuerza radial de la Catarina (N).

$P_P$  = Peso de la polea (N).

$P_T$  = Peso (N).

$N$  = Fuerza normal (N).

$q$  = Fuerza distribuida (N/m).

$f_r$  = Fuerza de rozamiento (N).

$F_{mín}$  = Fuerza mínima de trabajo (N).

$F_{máx}$  = Fuerza máxima de trabajo (N).

$L_{10h}$  = Duración nominal en horas de servicio.

$C$  = Capacidad de carga dinámica en (N).

$p$  = Exponente de la fórmula de duración.

## **RESUMEN**

El siguiente proyecto mantiene como propósito el diseño de una MÁQUINA CORTADORA REBOBINADORA DE PAPEL que cumpla con los requerimientos de la empresa que lo solicita.

El proyecto involucra la recopilación de información básica necesaria para comprender el funcionamiento de éste tipo de maquinaria, así como de los componentes y accesorios que la conforman.

Inicialmente se plantean posibles alternativas de solución, considerando que todas cumplan con los requisitos especificados. La selección de la alternativa más adecuada se la hace evaluando la funcionalidad, mantenimiento y costos de fabricación de cada una de ellas.

Una vez seleccionada la alternativa que mejor se adapte a los requerimientos propuestos por la empresa, se procede a identificar todos los sistemas que permiten el funcionamiento de la máquina cortadora rebobinadora para su posterior diseño.

Todas las piezas a construir y a seleccionar, están diseñadas acorde con la tecnología existente en el país, considerando materiales y elementos de fácil adquisición en el mercado nacional.

Se presenta los cálculos de los elementos de mayor importancia en cada uno de los sistemas, así como los procedimientos de selección de componentes y accesorios, incluyendo también una recopilación de planos de taller y de montaje de todos los sistemas que conforman la máquina, además de un presupuesto estimado para la posterior construcción del prototipo.

## **PRESENTACIÓN**

La industria papelera en el Ecuador ha tenido un notable progreso, prueba de ello es la gran cantidad de fábricas que se dedican a la conversión de rollos de papel, algunas incluso han conseguido abarcar una parte del exigente mercado internacional con buenos resultados.

Sin embargo, la llegada de nuevos competidores al sector y la apertura del mercado hacia la libre competencia, representan un gran reto al que la industria ecuatoriana se enfrenta.

La buena calidad y los bajos precios de los productos de industrias extranjeras obligan a buscar maneras de reducir costos de fabricación, la empresa interesada en el diseño considera que una forma de reducir estos costos es agregar a su línea de manufactura máquinas de fabricación nacional, diseñadas exclusivamente para una necesidad específica, ahorrándose de esta manera importar máquinas que en algunos de los casos estarían subutilizadas.

# **CAPÍTULO I**

## **FUNDAMENTO TEÓRICO**

### **1.1 INTRODUCCIÓN**

En la actualidad ha tomado gran importancia el aprovechamiento racional de todo tipo de materiales, para esto es necesario utilizar varios procesos y maquinaria especial que ayuden a alcanzar este propósito.

En el proceso de impresión continua (flexografía) existe mucho desperdicio de material, debido a que en determinadas ocasiones las etiquetas no completan el ancho total de las bobinas donde se imprimen y es necesaria la reducción del ancho de las mismas, en tiras estrechas por medio del corte longitudinal continuo. Al cortar la bobina del ancho de la etiqueta impresa, la parte sobrante se vuelve a rebobinar y si no existe otra impresión de etiqueta que se adapte a ese ancho, eso será desperdicio.

El propósito de la empresa que solicita el diseño, es rebobinar los carretes sobrantes en pequeños rollos, para ser utilizados en cajas registradoras, cajeros automáticos, sumadoras, etc. con la característica adicional de que se pueda enrollar hasta tres tipos de papel en una misma bobina pequeña.

Además de lo anterior la misma máquina debe brindar la versatilidad de realizar cortes longitudinales continuos; esto ayudaría a acelerar la producción, ya que evitaría cortar esos rollos en las máquinas impresoras.

### **1.2 OBJETIVOS.**

#### **1.2.1 OBJETIVO GENERAL:**

Diseñar una máquina cortadora rebobinadora de papel, para los requisitos de la empresa Inmocsine.

### **1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS:**

- Realizar un estudio de los fundamentos teóricos del diseño de máquinas,
- Aplicar de forma práctica paquetes informáticos de diseño.
- Aplicar y poner en práctica en un caso real los conocimientos adquiridos en Ingeniería Mecánica.
- Encausar toda la información obtenida para resolver las iniciativas de diseño que se involucren en el presente proyecto.
- Mejorar la relación entre la universidad y la empresa.
- Establecer los procesos de fabricación que faciliten la construcción de los diferentes elementos que constituyen la máquina cortadora rebobinadora de papel.

### **1.3 ALCANCES:**

- Recopilación de información necesaria para realizar el mencionado proyecto.
- Procesamiento de la información obtenida.
- Planteamiento y estudio de alternativas.
- Selección de la alternativa adecuada.
- Diseño de la alternativa.
- Elaboración de planos.
- Procesos de fabricación de los elementos de la máquina.
- Protocolo de pruebas.
- Estimación y valoración de los costos del proyecto.
- Conclusiones y recomendaciones.

## **1.4 EL PAPEL**

### **1.4.1 ESTRUCTURA DEL PAPEL.**

El papel tiene una estructura en base a fibras vegetales de celulosa, estas se cruzan formando una hoja resistente y flexible. Dependiendo de la aplicación que se dará al papel, en su fabricación se utiliza una mezcla con los diferentes tipos de fibras que contribuyen con sus características específicas al producto final. Por ejemplo un papel para sacos de cemento donde es importante la resistencia, es fabricado con fibras largas, en cambio la resistencia de un papel para escribir, no es una propiedad clave, pero si su formación, textura y opacidad, se fabrica principalmente con fibras cortas.

### **1.4.2 PROPIEDADES FISICAS DEL PAPEL<sup>1</sup>.**

Las propiedades físicas proporcionan información sobre la calidad del papel y una base para estimar como será su comportamiento durante la transformación y el uso para el cual está destinado.

Las propiedades físicas del papel se las divide en tres grupos:

a) Propiedades mecánicas y de resistencia.

- Peso base o gramaje.
- Espesor o calibre.
- Densidad aparente.
- Volumen específico.
- Resistencias a: tensión, rasgado, doblez, elongación.

---

<sup>1</sup> <http://uilmac.com.mx/laboratorio/prop.html>; Scott W.E. "Properties of Paper: An Introduction". TAPPI Press. Atlanta, GA.

- Rigidez y estabilidad dimensional.

b) Propiedades visuales y de presentación.

- Blancura.
- Brillo.
- Rugosidad.
- Opacidad.
- Humedad.

c) Permeabilidad a los fluidos y a los gases.

- Encolado: penetración de agua o tinta, absorción de agua.
- Penetración de aceite.
- Porosidad o resistencia al paso del aire.

### **1.4.3 PROPIEDADES MECÁNICAS Y DE RESISTENCIA<sup>2</sup>.**

#### **1.4.3.1 Gramaje.**

El gramaje es importante e indica el peso en gramos por metro cuadrado ( $\text{g/m}^2$ ) de papel, el peso o gramaje de los papeles puede aumentarse agregando mayor cantidad de fibras en la pasta, es decir, incrementando la densidad de ésta. La masa total es la suma de las sustancias fibrosas, cargas, sustancias auxiliares y agua.

En el mercado de USA, la unidad es la libra por resma ( $\text{lb/ream}$ ), una resma equivale a 500 hojas ( $3000 \text{ pies}^2$ ).

---

<sup>2</sup> <http://uilmac.com.mx/laboratorio/prop.html>; VAN DEN AKKER J.A; Estructura y características de tensión del papel; TAPPI; Vol. 53 N° 3; Marzo; 1970.

### 1.4.3.2 Volumen específico.

Para comparar el espesor de la lámina de papel con diferentes gramajes se necesita el volumen específico, se deriva de la relación siguiente:

$$\text{Volumen} = \frac{\text{grosor}(\mu\text{m})}{\text{gramaje}(\text{g}/\text{m}^2)} \quad (\text{Ec. 1.1})$$

### 1.4.3.3 Rigidez y estabilidad dimensional.

Indican la capacidad del papel a mantener las dimensiones originales cuando son sometidos a esfuerzos o a variaciones de las condiciones ambientales.

### 1.4.3.4 Resistencia a la tensión.

Es la resistencia que presenta el material cuando está sometido a esfuerzos de tensión, se expresa en (lb/in) en unidades inglesas o en (kN/m) en unidades métricas.

## 1.4.4 PROPIEDADES VISUALES O DE PRESENTACIÓN<sup>3</sup>.

Las propiedades visuales del papel se relacionan con la blancura, brillo, rugosidad, opacidad, gramaje, estabilidad dimensional, humedad, etc.

Las principales características que determinan las propiedades visuales del papel son las siguientes:

### 1.4.4.1 Blancura.

La blancura es una medida que determina el grado de blanco del papel, expresado como porcentaje de un blanco normalizado (óxido de magnesio = 100%). Cuanto mayor sea este valor, más blanco será el papel.

---

<sup>3</sup> [www.norskeskog.com/propiedades\\_fisico\\_mecánicas\\_y\\_ópticas\\_del\\_papel.htm](http://www.norskeskog.com/propiedades_fisico_mecánicas_y_ópticas_del_papel.htm)



#### **1.4.4.2 Brillo.**

El brillo es un índice que indica el porcentaje de luz reflejada con una proyección de luz en un ángulo definido. Cuanto mayor es el brillo mayor es la reflexión de la luz.

#### **1.4.4.3 Rugosidad.**

La superficie del papel presenta una cierta forma geométrica, se define como la desviación de esta superficie en relación a la superficie plana ideal. Mientras más plana es la superficie, más liso es el papel.

#### **1.4.4.4 Opacidad.**

La opacidad determina la transparencia del papel, se expresa en porcentaje respecto a la luz reflejada. Si por el papel pasa mucha luz este es transparente; si pasa poca luz es un papel opaco. A mayor opacidad, más opaco es el papel.

#### **1.4.4.5 La humedad.**

Muestra el contenido de agua como porcentaje del peso total del papel.

### **1.4.5 TIPOS DE PAPEL Y APLICACIONES<sup>4</sup>.**

Los tipos de papel de acuerdo a su aplicación son:

#### **1.4.5.1 Papel corrugado.**

Se utiliza para fabricar cajas de color café para empacar electrodomésticos, productos para el hogar y de oficina, fruta, etc.

---

<sup>4</sup> [www.papelnet.cl/index.htm](http://www.papelnet.cl/index.htm)

#### **1.4.5.2 Papeles de Impresión y escritura.**

Son de uso diario en los centros educativos, oficinas y supermercados, en este último por ejemplo se emplea rollos pequeños de papel en las máquinas sumadoras, el color generalmente es blanco.

#### **1.4.5.3 Cartulinas.**

Se emplean para fabricar los envases de pasta dental, perfumes, detergentes, de cereales, envases para líquidos de larga vida, etc.

#### **1.4.5.4 Papel periódico.**

Es utilizado para imprimir los diversos periódicos que circulan a diario, su color generalmente es blanco hueso.

#### **1.4.5.5 Papeles Tissue.**

Son de uso común para el aseo personal, en los baños y cocinas, se tiene por ejemplo rollos de papel higiénico, servilletas, toallas absorbentes, pañuelos desechables, etc.

#### **1.4.5.6 Papeles para envolver.**

Utilizados para embalaje de paquetes, encomiendas, por ejemplo papel para elaborar sobres manila.



**Figura 1-1:** Rollos de papel para sumadoras.

## 1.5 MÁQUINAS CONVERTIDORAS DE PAPEL.

Los tipos de máquinas convertidoras más utilizadas son: las cortadoras, rebobinadoras, bobinadoras y resmadoras conocidas también como laminadoras.

Las máquinas para reducir rollos de gran tamaño, en rollos de tamaños y formas más manejables se las conoce como máquina cortadora rebobinadora. Para el objeto de nuestro estudio, a este tipo de máquina de aquí en adelante se la llamará “máquina rebobinadora”.

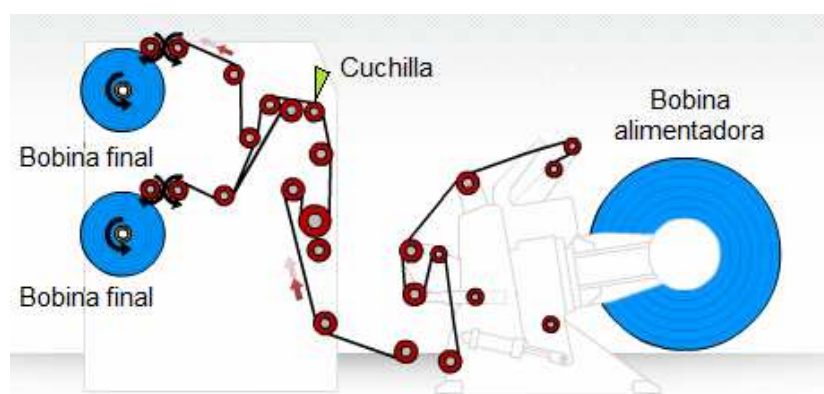


Figura 1-2: Esquema de una máquina rebobinadora.

## 1.6 TIPOS DE MÁQUINAS REBOBINADORAS<sup>5</sup>.

Los tipos de máquinas rebobinadoras se clasifican de acuerdo a la posición de la bobina respecto a la máquina.

En esta de clasificación se distinguen dos tipos:

- Máquinas rebobinadoras horizontales.
- Máquinas rebobinadoras verticales.

### 1.6.1 MÁQUINAS REBOBINADORAS HORIZONTALES.

En este tipo de rebobinadoras el carrete está montado de forma horizontal, por su gran versatilidad para bobinar y fácil manejo para cambiar el carrete por parte del

<sup>5</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

o los operarios, este tipo de rebobinadora es la más utilizada por las empresas que trabajan especialmente con bobinas de papel de gran tamaño y peso, resulta sencillo montar las bobinas sobre los elevadores de la máquina en posición horizontal.

Las máquinas rebobinadoras horizontales se clasifican en:

- Máquina rebobinadora horizontal lateral.
- Máquina rebobinadora horizontal central.

#### **1.6.1.1 MÁQUINA REBOBINADORA HORIZONTAL LATERAL.**

A este tipo de rebobinadora se la conoce también como rebobinadora de ejes en cantiliver, los ejes donde se monta las bobinas tienen un punto de apoyo en uno de los extremos. Esta rebobinadora es diseñada para trabajar con bobinas de pequeño y mediano peso (máx. 50kg), las dimensiones de las bobinas a utilizar son menores en relación a las bobinas de la máquina rebobinadora central y generalmente las bobinas pueden ser instaladas por el mismo operario de la máquina sin la ayuda de mecanismos externos como puede ser un brazo elevador o de un montacargas.



**Figura 1-3:** Máquina rebobinadora lateral<sup>6</sup>.

---

<sup>6</sup> [www.aztechmachinery.com/pdf/sidewinderproductguide.pdf](http://www.aztechmachinery.com/pdf/sidewinderproductguide.pdf)

### 1.6.1.2 Máquina rebobinadora horizontal central.

En estas rebobinadoras, los ejes donde se instalan las bobinas tienen dos puntos de apoyo, uno en cada extremo. Estas rebobinadoras pueden ser de diferentes tamaños, el cual depende de las dimensiones de las bobinas que se instalan en la máquina, normalmente las bobinas son de dimensiones y pesos considerables. Para instalar la bobina se necesita en muchos de los casos la ayuda de máquinas externas como por ejemplo la de un montacargas o de brazos elevadores.

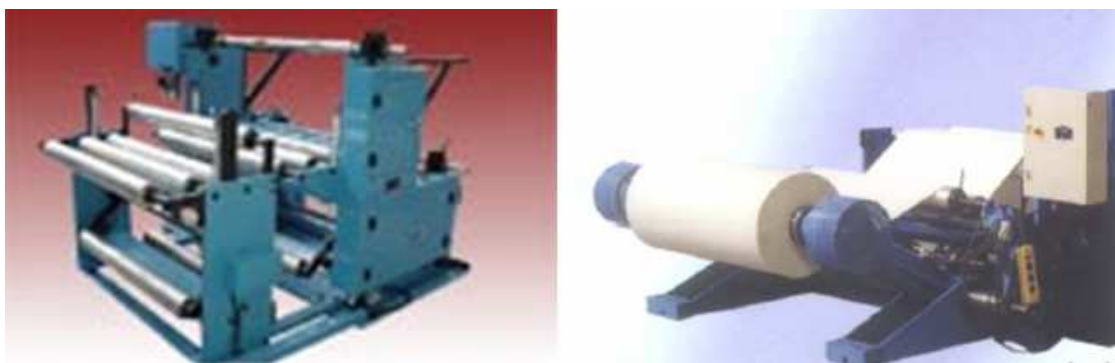


Figura 1-4: Máquina rebobinadora Central<sup>7</sup>.

### 1.6.2 MÁQUINAS REBOBINADORAS VERTICALES.

En este tipo de rebobinadoras el carrete está montado de forma vertical, son de uso más restringido en relación a las rebobinadoras horizontales, resulta complicado montar el carrete de gran tamaño sobre la plataforma giratoria, generalmente se utilizan para rebobinar cables.

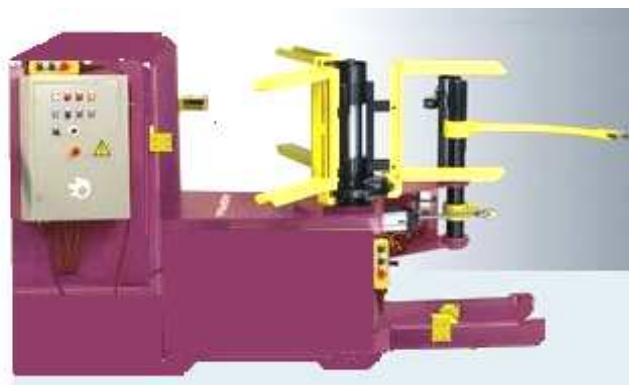


Figura 1-5: Máquina rebobinadora vertical<sup>8</sup>.

<sup>7</sup> [www.lemu.es/pdf/sidewinderproductguide.pdf](http://www.lemu.es/pdf/sidewinderproductguide.pdf).

## **1.7 MECANISMOS DE CORTE DEL PAPEL<sup>9</sup>.**

Para corte longitudinal del papel actualmente se emplean diferentes métodos, cada método se caracteriza por el tipo de cuchillas que utiliza y estas se distinguen especialmente por la forma geométrica en su cuerpo y filo de corte.

Las más utilizadas son: las cuchillas planas o rectas, cuchillas circulares y cuchillas rotatorias.

Para una adecuada selección del sistema de corte es necesario identificar las características de cada método ya que cada uno ofrece diferentes ventajas dependiendo del tipo de material que se va a cortar.

### **1.7.1 CORTE POR CUCHILLAS PLANAS.**

#### **1.7.1.1 Sistema de corte por cuchillas planas o corte a navaja.**

Este sistema es el más sencillo y barato, puede ser fácilmente adaptado a cualquier tipo de máquina en cualquier ubicación, es potencialmente el método más limpio dependiendo del tipo de material que se va a cortar. La acción de corte es generada al arrastrar el material a través de una cuchilla plana estacionaria.

La calidad de los bordes cortados depende del espesor, densidad, rigidez, plasticidad, recubrimientos y otros factores inherentes al material, en general para trabajar con papel bond ofrece excelentes resultados en los acabados de los bordes.

Las desventajas son:

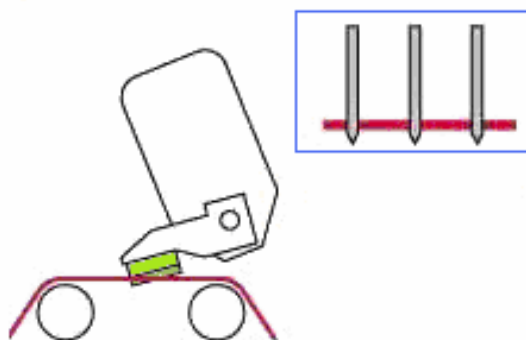
La vida útil de la hoja, la calidad de los bordes cortados y la seguridad. Debido a que una porción muy pequeña de la hoja afilada se inserta en la zona de corte, el desgaste del filo es rápido, y falla con frecuencia en las horas críticas, causando pérdidas de tiempo. La calidad de los bordes para materiales más gruesos y

---

<sup>8</sup> [www.lemu.es/pdf/sidewinderproductguide.pdf](http://www.lemu.es/pdf/sidewinderproductguide.pdf).

<sup>9</sup> [www.convertimgazine.com](http://www.convertimgazine.com)

densos es baja. La seguridad es un problema constante, la manipulación de las hojas afiladas durante el recambio ocasiona frecuentes accidentes.



**Figura 1-6:** Esquema de cuchillas rectas.

## 1.7.2 CORTE POR CUCHILLAS CIRCULARES Y ROTATORIAS.

Al utilizar cuchillas circulares se distingue tres tipos de sistemas de corte.

- Sistema de corte por cuchillas circulares a presión.
- Sistema de corte por cuchillas circulares a tijera.
- Sistema rotatorio de corte a navaja.

### 1.7.2.1 Sistema de corte por cuchillas circulares a presión.

Este sistema es más complejo que el sistema de corte con cuchillas planas, requiere de la instalación de un rodillo endurecido y un sistema de cuchillas circulares. El corte ocurre al presionar el papel entre el rodillo endurecido y las cuchillas creando el efecto de cizalla. Este método de corte produce demasiado polvo y los acabados de los bordes son de baja calidad.

La vida útil de las cuchillas es baja, debido a que ejercen una fuerza considerable sobre el rodillo endurecido, el filo de las cuchillas empieza a fracturarse y en la superficie del rodillo se producen ranuras, deteriorando la calidad del corte.

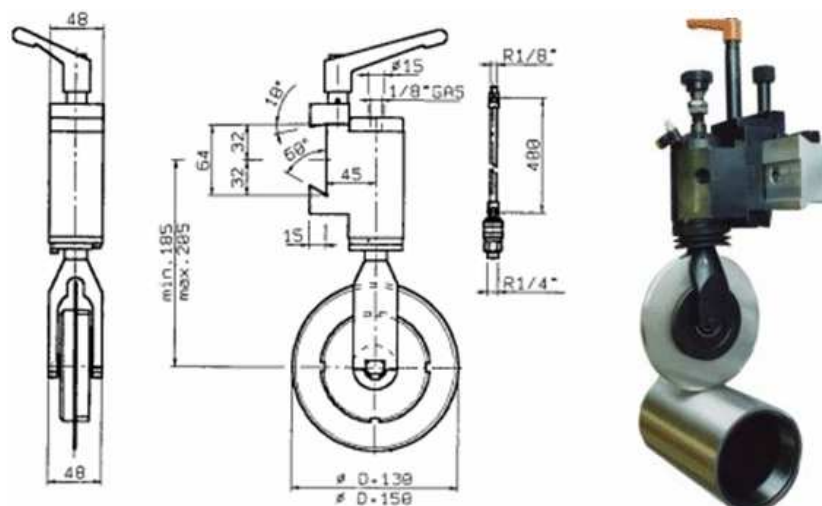


Figura 1-7: Cuchilla circular de corte a presión<sup>10</sup>.

### 1.7.2.2 Sistema de corte por cuchillas circulares a tijera.

Es el método más versátil y puede acomodarse a una amplia variedad de materiales que cualquier otro método. Este método crea el esfuerzo de corte en el material cuando éste pasa entre dos discos rotatorios (la cuchilla circular y un anillo endurecido); La banda o lámina de papel debe pasar tangente a los discos rotatorios los cuales deben estar configurados correctamente para obtener buenos resultados de corte.

Las principales desventajas son:

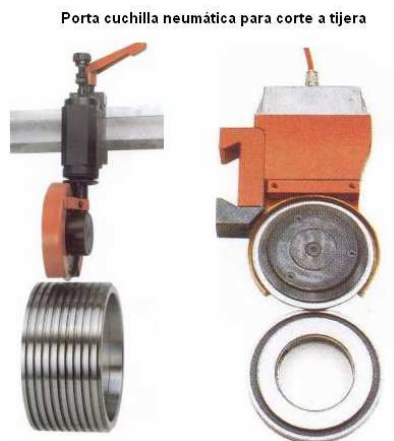
Complejidad al variar el ancho de corte, precisión en la configuración del corte y desgaste de las cuchillas. Cuando se varía el ancho de corte es necesario ajustar tanto las cuchillas circulares como los anillos endurecidos, este trabajo requiere de habilidad y precisión del operador para evitar pérdidas de tiempo.

En cuanto a la configuración del corte es más complejo aun, puesto que es necesario que los operadores tengan en claro las geometrías de las cuchillas y su correcta alineación en función del material que se está cortando.

Debido a que en este método las cuchillas se encuentran en constante contacto, se produce desgaste en las mismas.

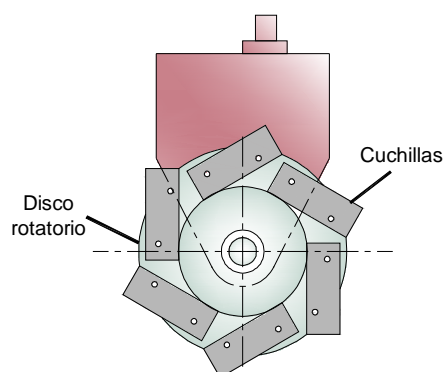
<sup>10</sup> [www.delsarlame.com/tagliopressionees.htm](http://www.delsarlame.com/tagliopressionees.htm)





**Figura 1-8:** Cuchilla circular de corte a tijera<sup>11</sup>.

### 1.7.2.3 Sistema rotatorio de corte a navaja.



**Figura 1-9:** Esquema de una cuchilla circular de corte a navaja.

Se emplea cuchillas finas instaladas sobre un disco rotatorio que gira a altas velocidades, estas penetran en la lámina de papel que es transportada por dos rodillos de reenvío.

El material que se utiliza para la fabricación de las cuchillas circulares entre los más utilizados está el acero y aleaciones de cobre y carbono.

<sup>11</sup> [www.delsarlame.com/tagliocircolarees.htm](http://www.delsarlame.com/tagliocircolarees.htm)

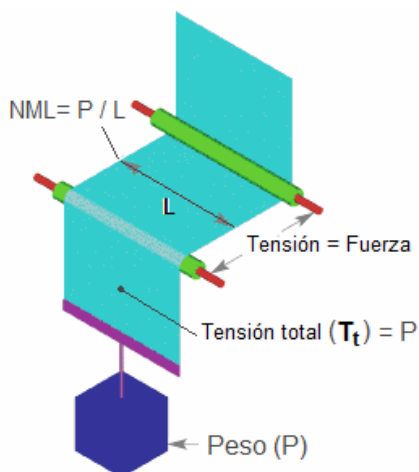
## 1.8 CONTROL DE TENSIÓN<sup>12</sup>

Se define a la tensión como la fuerza que se aplica a una banda continua de material en la dirección longitudinal de la máquina.

Típicamente, la tensión se mide en Newton por metro lineal (NML) o en libras por pulgada lineal (PLI).

$$\text{NML} = \frac{\text{Tensión total (N)}}{\text{Anchode la banda de papel (m)}} \quad (\text{Ec. 1.2})$$

La tensión total aplicada a una banda de papel se puede definir como el estiramiento que alcanza al colgar un peso del borde de la banda. La tensión total en el papel será igual al valor del peso. Entonces, un NML será igual al peso dividido para el ancho de la banda de papel.



**Figura 1-10:** Aplicación de tensión a una banda de papel.<sup>13</sup>

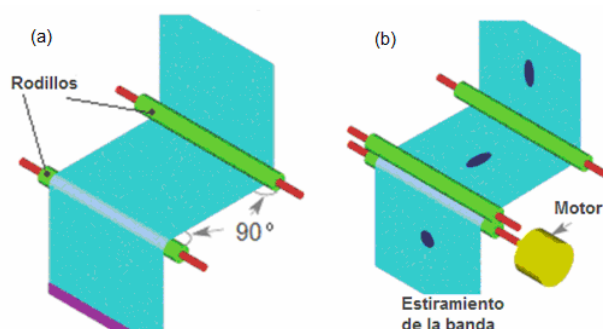
### 1.8.1 IMPORTANCIA DEL CONTROL DE LA TENSIÓN

Es imposible controlar una banda de papel sin la aplicación de la tensión apropiada. El papel debe estar en tensión entre todos los rodillos guías y los rodillos impulsores de la máquina, para garantizar la dirección y el control apropiado.

<sup>12</sup> www.pffc-online.com; Mechanics of Tension Control; Part II; PFFC magazine; December 2004.

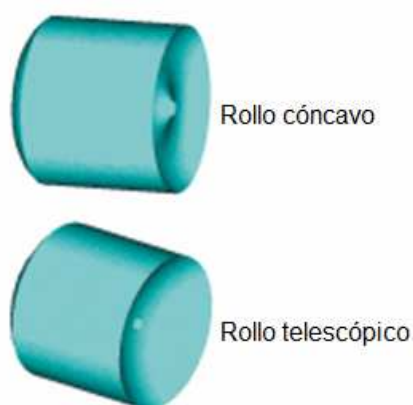
<sup>13</sup> www.pffc-online.com/mag/paper\_web\_tension

La banda debe alinearse perpendicularmente a los rodillos guías y a los rodillos impulsores en toda la ruta del proceso, es decir si no tiene la tensión adecuada perderá esta perpendicularidad tendiendo a deslizarse sobre la superficie de los rodillos de un lado hacia el otro, o en su caso, si la tensión es excesiva puede provocar sobrestiramiento del papel.



**Figura 1-11:** a) Perpendicularidad entre el papel y los rodillos b) estiramiento de la banda.<sup>14</sup>

La falta de control apropiado de la tensión en las zonas de rebobinado y de desbobinado puede dar origen a la formación de rollos telescópicos, rollos cóncavos, rollos arrugados, e incluso la rotura del papel.

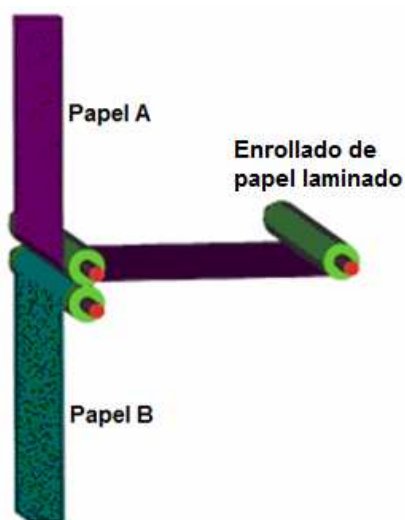


**Figura 1-12:** Formación de rollos cóncavos y telescópicos por la ausencia del control de tensión.<sup>15</sup>

Muchas operaciones como las de impresión y de laminado requieren el control apropiado de la tensión, con la finalidad de evitar que se manche de tinta el papel o que se arrugue durante el laminado y enrollamiento.

<sup>14</sup> [www.pffc-online.com/mag/paper\\_web\\_tension](http://www.pffc-online.com/mag/paper_web_tension)

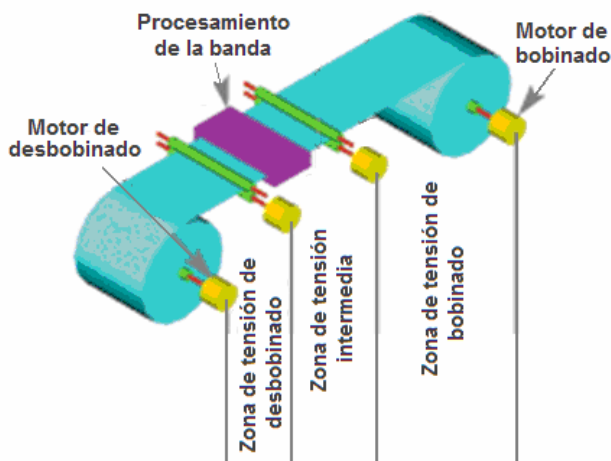
<sup>15</sup> [www.pffc-online.com/mag/paper\\_web\\_tension](http://www.pffc-online.com/mag/paper_web_tension)



**Figura 1-13:** Laminado del papel.

### 1.8.2 ZONAS IMPORTANTES PARA EL CONTROL DE LA TENSIÓN

En las máquinas convertidoras de papel se distinguen tres zonas importantes para el control de tensión: desbobinado, intermedia y bobinado. El nivel de tensión en cada zona es único y debe ser controlado independientemente.

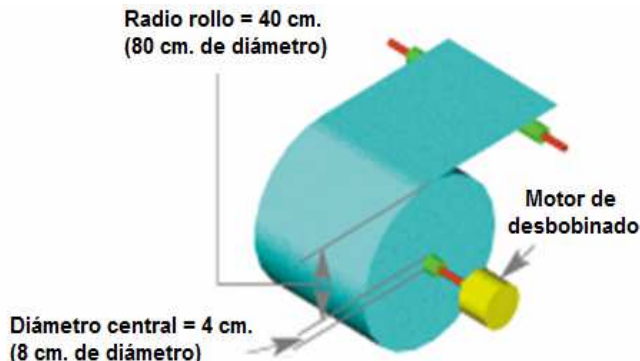


**Figura 1-14:** Zonas de control de tensión.

Por ejemplo: la tensión de la zona de desbobinado, puede ser de 4 NML e incrementar a 8 NML en la zona intermedia y decrecer a 6 NML en la zona de bobinado.

El esfuerzo de torsión requerido para proporcionar un cierto nivel de tensión a una banda de papel, es la tensión total medida sobre la banda por el radio del rollo, esto significa que el torque que controla al eje desbobinador debe decrecer proporcionalmente con el radio del rollo desbobinado y de esta manera mantener constante la tensión, en el caso del bobinado, el torque que controla el eje bobinador debe incrementarse proporcionalmente con el radio del rollo bobinado.

La tensión en las zonas de desbobinado y bobinado es muy dinámica, los diámetros de los rollos cambian constantemente, por lo tanto el torque y la velocidad deben ser ajustadas continuamente. La tensión y la velocidad en las zonas intermedias son mucho más estables, debido a que los diámetros de los rodillos guías e impulsores en estas zonas no cambian. Los defectos en las bandas de papel, la velocidad, defectos de la máquina y otras variables afectan la tensión, requiriendo también de un control para mantenerla en los niveles deseados.



**Figura 1-15:** Zona de desbobinado.

Es importante considerar que la tensión cambia proporcionalmente con el radio, el torque puede decrecer durante el desenrollado e incrementar en el enrollado y relativamente proporcional al radio del rollo. Por ejemplo: si comienza con un rollo de 40 centímetros de radio exterior y el radio central es 4 centímetros, 40 dividido para 4 es igual a 10, entonces el radio es 10:1. Esto quiere decir, que si se inicia con 400 Newton de tensión aplicada al rollo desbobinado y por propiedad de la tensión, el torque debe ser disminuido a 40 Newton-metro para mantener constante la tensión.

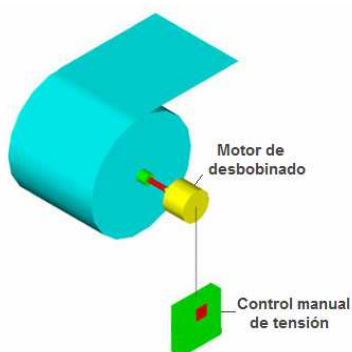
El diseñador de la máquina debe determinar los niveles requeridos de la tensión para cada zona. A menudo, los niveles requeridos de la tensión pueden ser determinados solamente después de que la máquina empiece a funcionar. La tensión apropiada de la banda está generalmente entre el 10% y el 25% de la resistencia a la tensión del material. Sin embargo, hay que tener presente que estos valores son solamente pautas y estimaciones basadas en años de experiencia laboral de las industrias.

## 1.9 TIPOS DE CONTROL DE LA TENSIÓN<sup>16</sup>

### 1.9.1 CONTROL DE TENSIÓN MANUAL

Los controles manuales pueden ser tan simples como el de un potenciómetro que regula el torque de un motor, el torque de salida de un embrague de partículas magnéticas, el de un regulador de aire que ajusta la presión y por lo tanto el torque de salida de un embrague neumático. Este método puede ser usado en las tres zonas de tensión, obviamente, es el menos preciso de todos los tipos de control, ya que deja a criterio del operador la regulación de la tensión.

Debido al constante cambio de los diámetros, las zonas de desbobinado y bobinado son las que presentan mayor dificultad al momento de controlar la tensión manualmente.



**Figura 1-16:** Control de tensión manual.<sup>17</sup>

<sup>16</sup> www.pffc-online.com; Mechanics of Tension Control; Part II; PFFC magazine; December 2004.

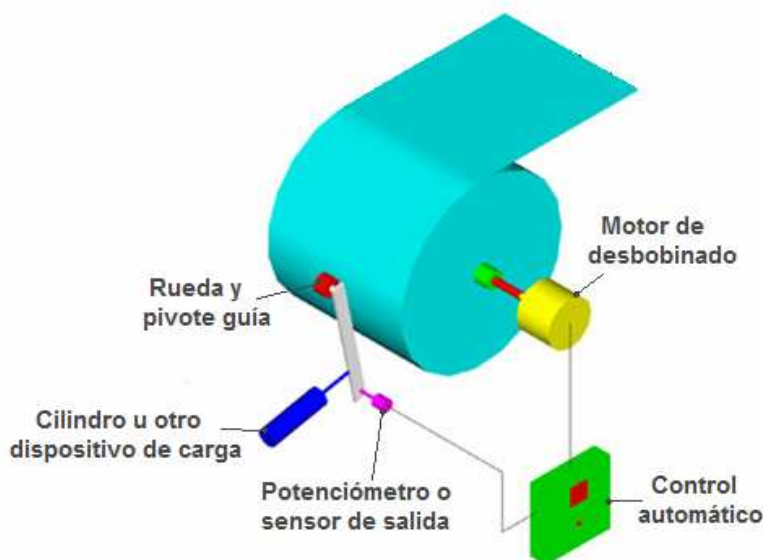
<sup>17</sup> www.pffc-online.com/mag/paper\_web\_tension

## 1.9.2 CONTROL DE TENSIÓN POR MEDIO DE LA MEDIDA DEL DIÁMETRO.

Existen muchos tipos de control por detección de la dimensión de los diámetros de los rollos. Cada tipo tiene su propio sistema de detección y son muy eficaces al momento de controlarla, ya que regulan el torque proporcionalmente conforme aumenta el diámetro del rollo bobinado o al decrecimiento del rollo desbobinado, una desventaja de estos sistemas es que no controlan la tensión en la zona intermedia de la máquina.

### 1.9.2.1 Medición del diámetro con brazo seguidor

Es uno de los métodos más antiguos de detección del diámetro, este sistema consta de un rueda o rodillo que sigue el crecimiento o decrecimiento del diámetro del rollo, ésta rueda está montada a un brazo pivotante con un dispositivo de detección que generalmente es un potenciómetro, aunque los sensores de proximidad y los sensores de efecto hall también son comunes. Este sensor envía una señal al control para que este regule el torque del motor o embrague.



**Figura 1-17:** Control de la tensión por medio de la medición del diámetro utilizando un brazo seguidor.<sup>18</sup>

Ventajas de este sistema:

<sup>18</sup> [www.pffc-online.com/mag/paper\\_web\\_tension](http://www.pffc-online.com/mag/paper_web_tension)

- Este tipo de control es muy simple.
- Buen reemplazo para el control manual.
- Barato.
- De fácil instalación.

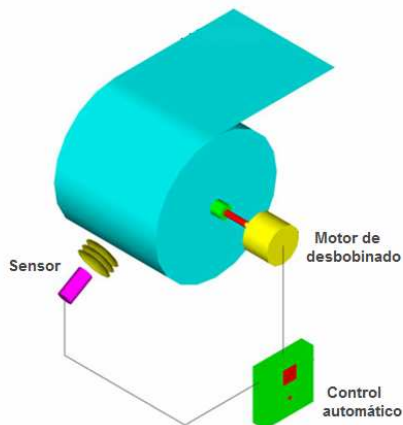
#### Desventajas:

- Este control no tiene compensación para rollos descentrados, en rollos de este tipo pueden causar oscilaciones que afectan al correcto funcionamiento.
- El brazo seguidor interfiere en el proceso de recambio de los rollos
- No es versátil, necesita de varias modificaciones mecánicas cuando se quiera enrollar o desenrollar bobinas de mayor capacidad.
- Consta de muchas partes mecánicas, las cuales requieren de mantenimiento más frecuente.
- Puede controlar solamente las zonas de bobinado y desbobinado, excluyendo a las zonas intermedias.
- Es necesario que el material este en contacto con el brazo seguidor, esto muchas veces no es recomendable si los materiales son delicados.

#### **1.9.2.2 Medida del diámetro por ultrasonido**

Son muchas las ventajas sobre el sistema de brazo seguidor que hacen al sistema de medición de diámetro por ultrasonido el más utilizado actualmente. Un sensor ultrasónico emite una señal que incide en la superficie del rollo, rebotando en éste y regresando nuevamente al sensor, un control lógico mide el tiempo que tarda la señal en recorrer la distancia entre el diámetro externo del rollo y el sensor y determina su radio. Conociendo la variación del diámetro del rollo se puede variar el torque del eje conductor.





**Figura 1-18:** Control de la tensión por medio de la medición del diámetro utilizando ultrasonido.<sup>19</sup>

#### Ventajas:

- Relativamente barato y sencillo.
- Fácil de instalar.
- Este sistema tiene compensación para rodillos descentrados.
- El sensor puede ser montado en cualquier lugar de la máquina que tenga vista directa del rollo y que no interfiera en las maniobras del operador.
- Permite aumentar la capacidad del rollo bobinado o desbobinado, ya que sólo se varía la posición del sensor y se calibra en la nueva posición.
- No tiene partes mecánicas que se desgasten.
- No existe contacto con el material.

#### Desventajas:

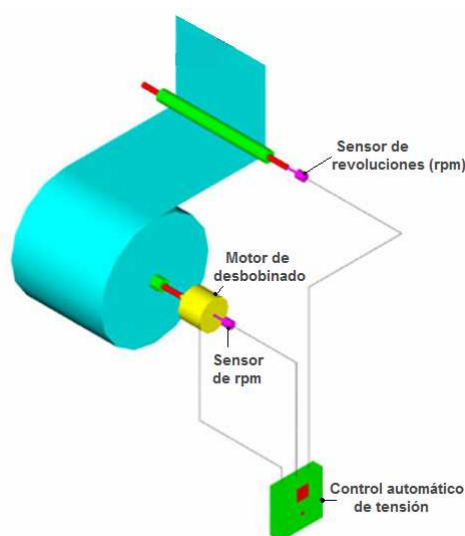
- Cualquier objeto entre el diámetro externo del rodillo y el transductor afecta el funcionamiento.
- Es necesario una calibración electrónica cada vez que se varié la capacidad del rollo.
- Es necesario que el sensor se encuentre perpendicular a la línea de centro del rollo, si se encuentra desviado no funcionaría correctamente.
- Algunos materiales tienen la propiedad de absorber señales de ultrasonido, si la señal no vuelve al sensor, no funcionará.

<sup>19</sup> [www.pffc-online.com/mag/paper\\_web\\_tension](http://www.pffc-online.com/mag/paper_web_tension)

### 1.9.2.3 Medida del diámetro por cálculo de velocidades

Este tipo de control utiliza sensores en el eje bobinador o desbobinador y en el rodillo impulsor o en uno de los rodillos guías, los cuales detectan las RPM de cada uno.

La velocidad de la máquina es constante y las velocidades del rollo bobinador y desbobinador varían relativamente con el diámetro del rollo, comparando éstas velocidades con la velocidad constante de la máquina, el diámetro del rollo puede ser calculado.



**Figura 1-19:** Control de la tensión por medio de la medición del diámetro calculando velocidades.<sup>20</sup>

Ventajas:

- Relativamente barato.
- Relativamente fácil de instalar.
- Permite aumentar la capacidad de los rollos bobinados o desbobinados, ya que sólo se varía la posición del sensor y se calibra a la nueva posición.
- No tiene partes mecánicas que se desgasten.
- No interfiere en el montaje y desmontaje de los rollos.

<sup>20</sup> [www.pffc-online.com/mag/paper\\_web\\_tension](http://www.pffc-online.com/mag/paper_web_tension)

- Permite aumentar la capacidad de los rollos bobinados o desbobinados sin mucha calibración.

Desventajas:

- Es un control de lazo abierto, no controla la tensión por medio del valor de tensión en la banda, solo controla la tensión midiendo el diámetro del rollo, asumiendo que todas las condiciones que afectan a la banda son correctas.
- Solo se puede controlar las zonas de bobinado y desbobinado, excluyendo la zona intermedia.
- El control lógico es más complejo comparado con los otros sistemas.

## **1.10 AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL DE UN SISTEMA**

Para facilitar y agilizar los procesos de fabricación las empresas tienen necesidad de adquirir maquinaria moderna, autómatas y en lo posible que no intervenga un operador humano, obteniendo como resultado un aumento en la producción sin que exista pérdidas de materia prima y de tiempo.

Las máquinas con sistemas automáticos están formadas por controladores, estos son elementos que interactúan sobre un sistema para cumplir con los objetivos.

Un sistema de control está formado por los siguientes componentes principales:

- Sensores.
- Controlador.
- Actuadores.

Estos componentes pueden tener tecnologías: mecánicas, electromecánicas y electrónicas. Los controladores más utilizados están formados por componentes electrónicos y generalmente para su funcionamiento necesitan de un programa (software), un controlador de estas características se lo conoce como controlador lógico programable (PLC).

## **CAPÍTULO II**

### **PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS**

#### **2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

La necesidad surge a partir de la cantidad de desperdicio de papel que se presenta en el proceso de impresión continua (flexografía) y de los elevados costos que implica importar maquinaria.

El propósito de la empresa que solicita el diseño, es rebobinar los carretes sobrantes en pequeños rollos para ser utilizados en cajas registradoras, cajeros automáticos, sumadoras, etc.

La máquina a diseñar debe ser capaz de enrollar hasta tres bandas de papel en una misma bobina pequeña y poder intercambiar los ejes de bobinado hasta en tres diámetros distintos. .

Además de lo anterior, la misma máquina debe brindar la versatilidad de realizar cortes longitudinales continuos, conteo de la cantidad de metros bobinados y permitir la regulación de la tensión del papel durante todo el proceso de rebobinado.

#### **2.2 LIMITACIONES**

La principal limitación es el costo que implicaría construir el prototipo, es por eso que el diseño de los elementos mecánicos debe ser sencillo, fácil de maquinar y por ende barato, además se debe considerar la existencia de los materiales en el mercado nacional.

## 2.3 ESPECIFICACIONES

### 2.3.1 PARÁMETROS FUNCIONALES

La máquina debe constar principalmente de un sistema de corte, un sistema de regulación de tensión de papel y un sistema de control para regular la velocidad de enrollado, controlar paradas y contar la cantidad de metros enrollados.

Las características de las bobinas que adquiere y dispone la empresa que solicita el diseño son:

- Diámetro externo: 500 mm.
- Diámetro interno: 76.2 mm. (3pulg.)
- Ancho máximo: 245 mm.
- Peso máximo de las bobinas: 50 Kg.
- Tipo de papel: papel térmico, papel adhesivo y papel bond.

Las bobinas terminadas deben tener las siguientes características:

- Diámetro externo: En función del tipo de papel y el número de metros enrollados.
- Diámetro interno: se necesita que enrolle bobinas de tres tipos de diámetro interno: 11mm., 38 mm., 76.2 mm.
- Ancho: Variable, máximo 210 mm.
- Peso: Variable, máximo 41 kg.

Con estas características la máquina debe ser operada por una sola persona y la potencia debe de ser proporcionada por un motor eléctrico que permita la variación de velocidad.

### **2.3.2 TAMAÑO Y PESO**

La limitación del espacio físico donde será instalada la máquina requiere que ésta no exceda de 2 metros de largo y 1.5 metros de ancho, la altura debe ser menor a 2 metros.

### **2.3.3 AMBIENTE DE TRABAJO**

La máquina se diseñará para que trabaje a temperatura y humedad ambiental moderadas, además algunos de sus componentes deben ser diseñados para soportar contaminación de polvo resultante del corte del papel.

### **2.3.4 COSTO DEL PRODUCTO**

El costo del diseño y la construcción del prototipo debe estar de acuerdo a lo dispuesto por la empresa, en este caso no debe exceder de 8000 dólares.

### **2.3.5 APARIENCIA**

La apariencia de la máquina debe estar de acuerdo con los requerimientos ergonómicos del operario, evitando diseñar elementos que disminuyan la seguridad del trabajador.

### **2.3.6 VERSATILIDAD**

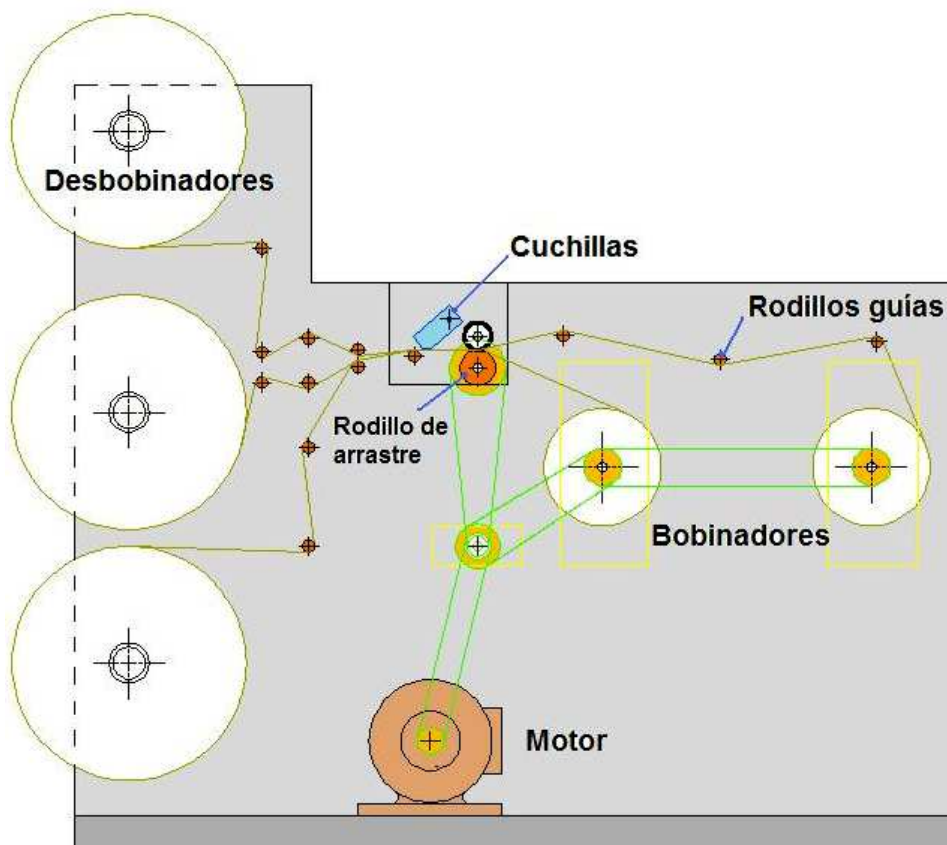
La máquina no debe estar diseñada para que utilice únicamente materia prima de determinadas características o propiedades, sino que debe permitir trabajar con un rango de materiales o tipos de papel de características físicas similares.

## **2.4 ALTERNATIVAS DEL PROTOTIPO**

A continuación se presentan tres alternativas como posibles modelos para la máquina cortadora rebobinadora, se varía en cada uno de ellos las características

geométricas y dimensionales, para su selección se tomará mucho en cuenta las ventajas y desventajas de cada uno de los prototipos.

#### 2.4.1 PROTOTIPO 1: BOBINAS ALIMENTADORAS ALINEADAS EN VERTICAL.



**Figura 2-1:** Máquina cortadora rebobinadora con bobinas alimentadoras alineadas en vertical.

Ventajas:

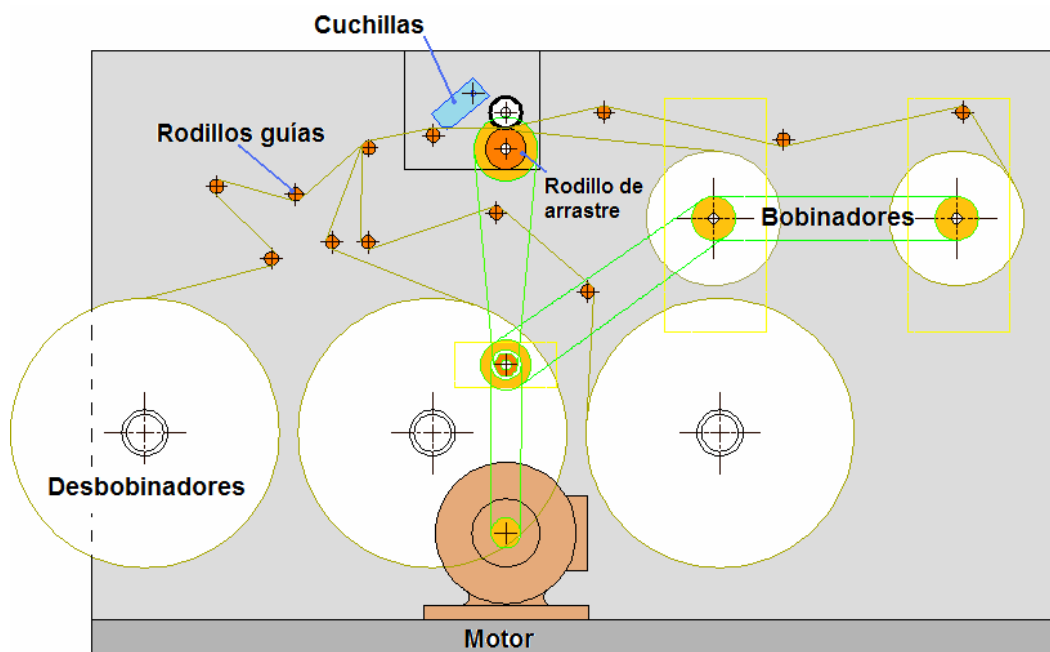
- Simetría para la construcción.
- Independencia entre las zonas de bobinado y desbobinado.
- Mayor espacio para manipulación del operador.
- Facilidad de montaje de los elementos constitutivos.

Desventajas:

- Máquina demasiado alta.

- Dificultad para el montaje de una de las bobinas alimentadoras.
- Se necesita mayor cantidad de elementos y material para la construcción.
- Distancia entre centro de ejes demasiado larga.

#### 2.4.2 PROTOTIPO 2: BOBINAS ALIMENTADORAS ALINEADAS EN HORIZONTAL.



**Figura 2-2:** Máquina cortadora rebobinadora con bobinas alimentadoras alineadas en horizontal.

##### Ventajas:

- Simetría para la construcción.
- Máquina pequeña, fácil de instalar en cualquier espacio.
- Distancia entre centro de ejes pequeña.

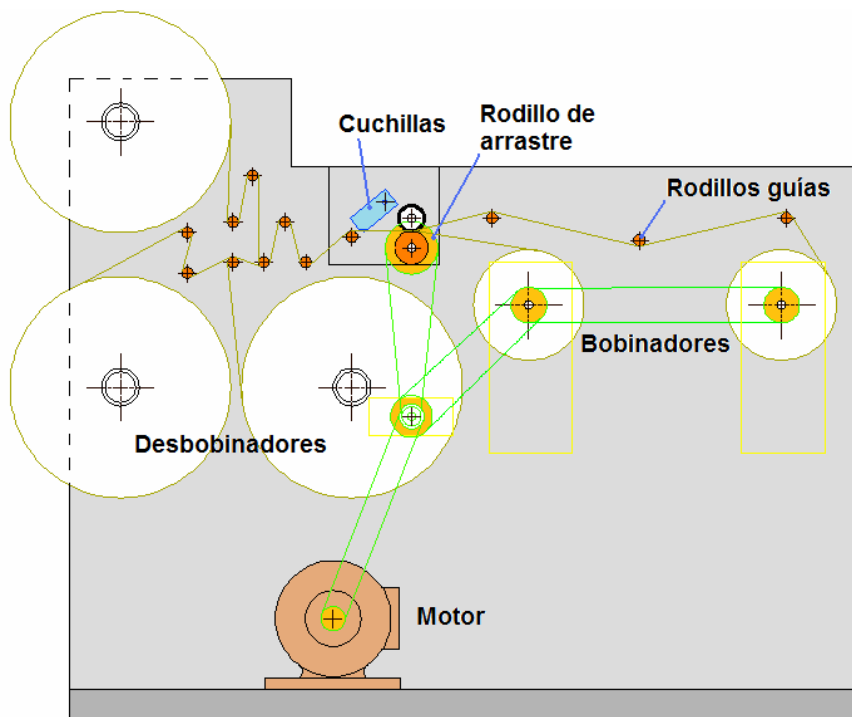
##### Desventajas:

- No es ergonómica desde el punto de vista del operario.
- Dificultad de la colocación de la banda a través de los rodillos guías.
- Dificultad de montaje de los elementos constitutivos.



- Recorrido de la banda de papel demasiado largo

### 2.4.3 PROTOTIPO 3: BOBINAS ALIMENTADORAS ALINEADAS EN L.



**Figura 2-3:** Máquina cortadora rebobinadora con bobinas alimentadoras alineadas en L.

#### Ventajas:

- Simetría para la construcción.
- Máquina pequeña, fácil de instalar en cualquier espacio.
- Distancia entre centro de ejes pequeña.
- Ergonómica desde el punto de vista del operario.
- Recorrido de la banda de papel es pequeño.
- Fácil colocación de la banda de papel a través de los rodillos guías.
- Fácil montaje y desmontaje de las bobinas.

#### Desventajas:

- Dificultad de montaje de los elementos constitutivos.
- Espacio reducido para la operación.

## 2.5 VALORACIÓN DEL PROTOTIPO

Para proceder a seleccionar el prototipo de la máquina cortadora rebobinadora que cumpla con los requerimientos y especificaciones de la empresa, las especificaciones se valoran con un factor de incidencia según la importancia. La calificación del prototipo es sobre 10 puntos multiplicados por el factor de incidencia.

Parámetro de evaluación	Factor de incidencia (f/1)
Costo	0,4
Tamaño y peso	0,3
Apariencia	0,1
Versatilidad	0,2
<b>Total</b>	<b>1,0</b>

Tabla 2-1: Parámetros y factores de incidencia para la calificación de los prototipos

## 2.6 SELECCIÓN DEL PROTOTIPO

Parámetro de evaluación	Factor de incidencia (f/1)	Prototipo 1		Prototipo 2		Prototipo 3	
		10	Cal	10	Cal	10	Cal
Costo	0,4	7	2,8	8	3,20	8	3,20
Tamaño y peso	0,3	6	1,8	9	2,70	8	2,40
Apariencia	0,1	7	0,7	7	0,70	9	0,90
Versatilidad	0,2	8	1,6	7	1,40	8	1,60
<b>Evaluación</b>			6,9		8,00		8,10
<b>Selección</b>						X	

Tabla 2-2: Calificación y selección del prototipo

Del análisis de las ventajas y desventajas de cada prototipo, se selecciona al prototipo N°3, debido a que ofrece mayores ventajas funcionales, geométricas y de costo.

## **2.7 PARÁMETROS PARA LA EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS DE LOS SISTEMAS.**

### **2.7.1 COSTO**

Es un factor determinante al momento de seleccionar una alternativa, en relación al diseño; se toma en cuenta el costo de los materiales, accesorios, mano de obra, y tiempo que se utilizará en la construcción del prototipo. Para dar una valoración a la alternativa en el parámetro costos se debe considerar también la calidad.

### **2.7.2 OPERACIÓN Y CONTROL**

Está relacionado con el trabajo físico que debe realizar el operario para controlar cada uno de los sistemas de la máquina, desde el punto vista del operador este factor tiene más importancia que cualquier otro. Entre más facilidad de control mayor valor tendrá la alternativa.

### **2.7.3 MANTENIMIENTO.**

El mantenimiento involucra generalmente un costo adicional para el dueño de la máquina, es por eso que la alternativa seleccionada debe constar de elementos que sean de fácil mantenimiento o reemplazo, cuya existencia de repuestos y accesorios sea segura de encontrar en el mercado local.

### **2.7.4 FUNCIONALIDAD.**

La funcionalidad se refiere al desempeño que tendrá un sistema o elemento en la aplicación para la que fue diseñado. Este factor es importante ya que determina el grado de operabilidad e interrelación entre los sistemas constitutivos de la máquina. Su valoración dependerá de la gama de aplicaciones que puede realizar y de la cantidad de elementos que constituyan el sistema.

### 2.7.5 FABRICACIÓN Y MONTAJE.

Evalúa el grado de dificultad de la construcción y montaje de cada elemento en la máquina, su valoración debe considerar que los elementos constitutivos de los sistemas deben ser fabricados con tecnología nacional y con materiales disponibles en el mercado.

### 2.8 VALORACIÓN Y FACTORES DE INCIDENCIA.

La calificación es sobre diez puntos, los cuales son multiplicados por un factor de incidencia de acuerdo a la importancia de los parámetros de evaluación, en la siguiente tabla se indican los factores de incidencia para cada uno de estos parámetros.

<b>Parámetro de evaluación</b>	<b>Factor de incidencia (f/1)</b>
Costo	0,30
Operación y Control	0,15
Mantenimiento	0,18
Funcionalidad	0,25
Fabricación y montaje	0,12
<b>Total</b>	<b>1,00</b>

**Tabla 2-3:** Parámetros y factores de incidencia para la calificación de los sistemas

### 2.9 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE LOS SISTEMAS

#### 2.9.1 SISTEMA DE CORTE.

Alternativas:

1. Sistema de corte por cuchillas planas o corte a navaja.
2. Sistema de corte por cuchillas circulares a presión.
3. Sistema de corte por cuchillas circulares a tijera.

Parámetros	Factor de incidencia	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
		10	Cal	10	Cal	10	Cal
Costo	0,30	10	3,00	7	2,10	6	1,80
Operación y Control	0,15	9	1,35	8	1,20	7	1,05
Mantenimiento	0,18	8	1,44	7	1,26	6	1,08
Funcionalidad	0,25	6	1,50	9	2,25	10	2,50
Fabricación y montaje	0,12	9	1,08	7	0,84	7	0,84
<b>Evaluación</b>			8,37		7,65		7,27
<b>Selección</b>		X					

**Tabla 2-4:** Calificación y selección del sistema de corte.

## 2.9.2 SISTEMA DE CONTROL DE TENSIÓN.

Alternativas:

1. Sistema de control manual.
2. Sistema de control por medición del diámetro.
3. Sistema de control por transductores y sensores de carga.

Parámetros	Factor de incidencia	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
		10	Cal	10	Cal	10	Cal
Costo	0,30	10	3,00	7	2,10	6	1,80
Operación y Control	0,15	5	0,75	8	1,20	10	1,50
Mantenimiento	0,18	8	1,44	7	1,26	7	1,26
Funcionalidad	0,25	8	2,00	9	2,25	10	2,50
Fabricación y montaje	0,12	10	1,20	6	0,72	6	0,72
<b>Evaluación</b>			8,39		7,53		7.78
<b>Selección</b>		X					

**Tabla 2-5:** Calificación y selección del sistema de control de tensión.

### 2.9.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

Alternativas:

1. Sistema de transmisión por bandas.
2. Sistema de transmisión por bandas dentadas.
3. Sistema de transmisión por cadenas.

Parámetros	Factor de incidencia	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
		10	Cal	10	Cal	10	Cal
Costo	0,30	10	3,00	8	2,40	9	2,70
Operación y Control	0,15	7	1,05	8	1,20	8	1,20
Mantenimiento	0,18	10	1,80	10	1,80	8	1,44
Funcionalidad	0,25	6	1,50	9	2,25	9	2,25
Fabricación y montaje	0,12	9	1,08	9	1,08	9	1,08
<b>Evaluación</b>			8,43		8,73		8,67
<b>Selección</b>				X			

Tabla 2-6: Calificación y selección del sistema de transmisión.

### 2.9.4 SISTEMAS DE SUJECIÓN DE LAS BOBINAS.

Alternativas:

1. Sistema de sujeción manual por ejes excéntricos.
2. Sistema de sujeción neumático por ejes expansibles.
3. Sistema de sujeción manual por conos.

Parámetros	Factor de incidencia	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
		10	Cal	10	Cal	10	Cal
Costo	0,30	10	3,00	7	2,10	8	2,40
Operación y Control	0,15	9	1,35	10	1,50	8	1,20
Mantenimiento	0,18	9	1,62	8	1,44	9	1,62
Funcionalidad	0,25	8	2,00	10	2,50	7	1,75
Fabricación y montaje	0,12	8	0,96	8	0,96	8	0,96
<b>Evaluación</b>			8,93		8,50		7,93
<b>Selección</b>		X					

Tabla 2-7: Calificación y selección del sistema de sujeción de las bobinas.

### 2.9.5 SISTEMA DE CONTEO DEL PAPEL.

Alternativas:

1. Sistema de conteo por medio de tacómetro digital.
2. Sistema de conteo por medio de tacómetro mecánico.
3. Sistema de conteo por medio de medición del diámetro.

Parámetros	Factor de incidencia	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
		10	Cal	10	Cal	10	Cal
Costo	0,30	10	3,00	7	2,10	8	2,40
Operación y Control	0,15	9	1,35	10	1,50	8	1,20
Mantenimiento	0,18	9	1,62	8	1,44	9	1,62
Funcionalidad	0,25	8	2,00	10	2,50	7	1,75
Fabricación y montaje	0,12	8	0,96	8	0,96	8	0,96
<b>Evaluación</b>			8,93		8,50		7,93
<b>Selección</b>		X					

**Tabla 2-8:** Calificación y selección del sistema de conteo del papel.

### 2.10 DESCRIPCIÓN DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA.

- Prototipo seleccionado: máquina cortadora rebobinadora con bobinas alimentadoras alineadas en L.

Esta máquina ofrece ventajas constructivas y ergonómicas para el operador.

- Sistema de corte: corte por cuchillas planas.

Es un sistema económico, las cuchillas se pueden obtener en el mercado nacional y son de fácil calibración; es necesario recomendar mucho cuidado en la manipulación de las mismas.

- Sistema de control de tensión: control de tensión manual.

Debido a que los diámetros de los rollos son pequeños, la tensión va a variar muy poco, por lo tanto no justifica algún tipo de sistema de control electrónico.

- Sistema de transmisión: transmisión por bandas dentadas.

Pueden transmitir torques altos con gran precisión, fáciles de encontrar en el mercado local.

- Sistema de sujeción de las bobinas: sujeción manual por ejes excéntricos.

Es un sistema económico, para las aplicaciones requeridas ofrece la misma funcionalidad que sistemas más costosos.

- Sistema de conteo: conteo por medio de un tacómetro digital.

Es fácil de construir o de conseguir en el mercado, conectado a un control lógico se puede programar la cantidad de metros de papel a rebobinar.



## CAPÍTULO III

### DISEÑO DETALLADO

#### 3.1 INTRODUCCIÓN

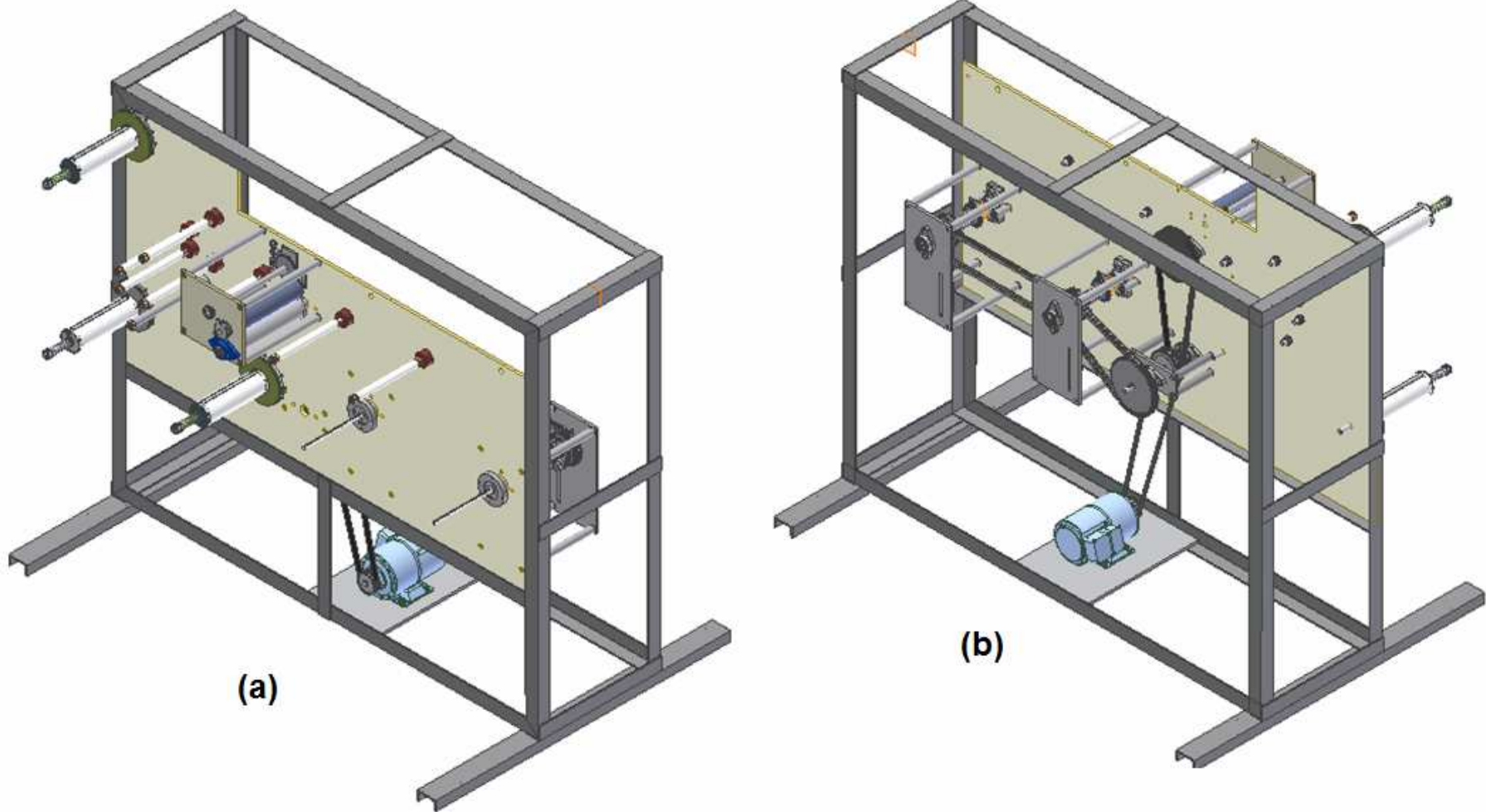
Seleccionada la mejor alternativa de solución para la cortadora rebobinadora, se procede en el presente capítulo al diseño detallado y selección de los elementos constitutivos de cada uno de los sistemas y subsistemas de la máquina.

Descripción general de los elementos y sistemas de la cortadora rebobinadora de papel.

<b>Elemento / sistema</b>	<b>Subelementos / subsistemas</b>	<b>Datos principales para el diseño o selección</b>
Sistema de transmisión de potencia	Poleas dentadas. Bandas. Rodamientos. Soportes de rodamientos. Chavetas. Ejes soportes. Pernos de sujeción. Motor. Variador de velocidad.	Cargas. Potencia a transmitir. Relaciones de velocidad.
Sistema de Desbobinado	Eje soporte. Subsistema de sujeción de las bobinas. Rodamientos. Tuercas. Resortes. Cuerpo del desbobinador.	Cargas.
Sistema de control de tensión.	Sistema de regulación de tensión en la zona de bobinado. Sistema de regulación de tensión en la zona de desbobinado.	Velocidades lineales. Diámetros iniciales y finales de las bobinas. Resistencia a la tensión del papel.

Elemento / sistema	Subelementos / subsistemas	Datos principales para el diseño o selección
Rodillos guías	Cuerpo del rodillo guía. Eje soporte. Bocines o rodamientos. Elemento para asegurar perpendicularidad.	Distancias máximas entre centros de ejes. Criterios de ubicación.
Sistema de arrastre	Eje de arrastre. Rodillo de arrastre. Rodillo de Caucho. Eje para el rodillo de caucho Rodamientos. Soportes para los rodamientos. Pernos de sujeción. Chaveta.	Cargas. Velocidad de trabajo. Propiedades del caucho.
Bobinador	Eje soporte. Subsistema de sujeción de las bobinas. Rodamientos. Tuercas. Resortes. Cuerpo del bobinador. Chavetas.	Cargas.
Sistema de corte	Cuchillas. Porta cuchillas. Eje soporte. Pernos de sujeción.	Geometría de las cuchillas. Propiedades del papel.
Sistema de conteo.	Tacómetro digital. Subsistema de Control lógico programable. Sensores.	Especificaciones técnicas de operación de la máquina.
Estructura	Placas de soporte. Perfiles estructurales. Pernos de sujeción.	Cargas. Proceso de soldadura.

**Tabla 3-1:** Sistemas y elementos de la máquina cortadora rebobinadora.



**Figura 3-1:** Máquina cortadora rebobinadora de papel: (a) Vista isométrica frontal, (b) Vista isométrica posterior<sup>21</sup>.

<sup>21</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

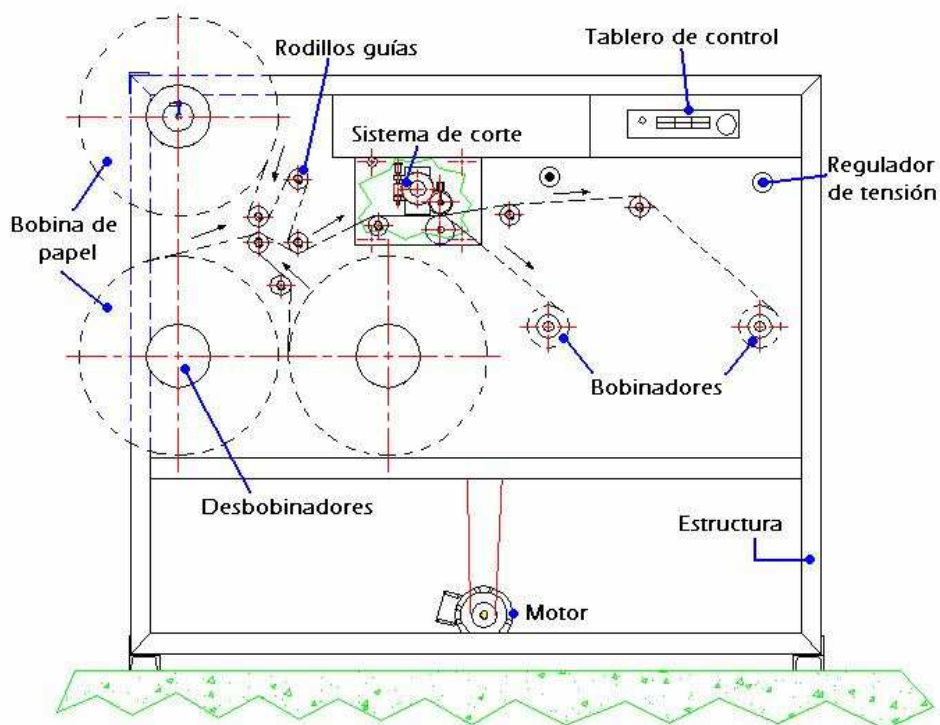


Figura 3-2: Vista frontal de la máquina cortadora rebobinadora de papel<sup>22</sup>.

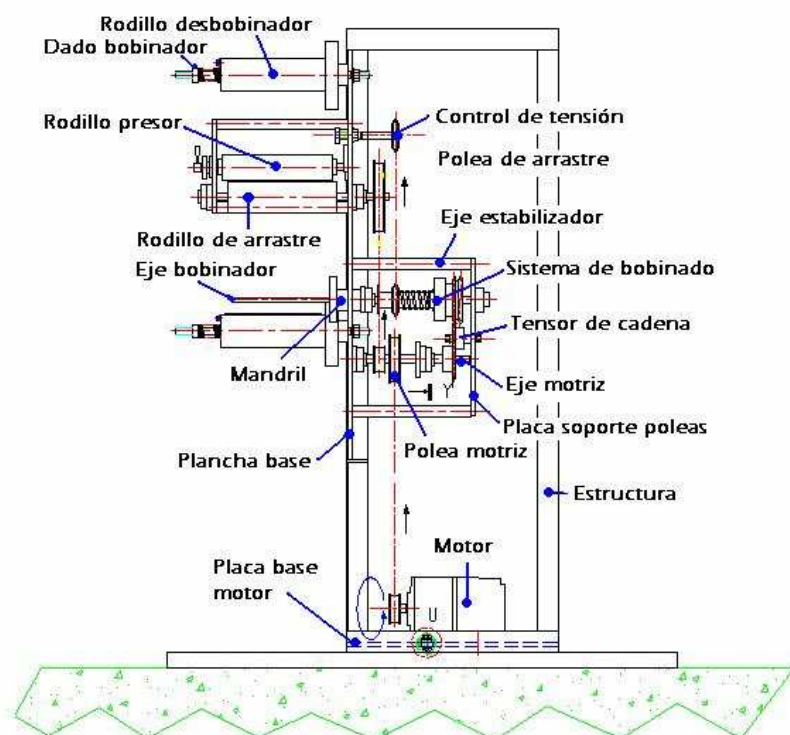


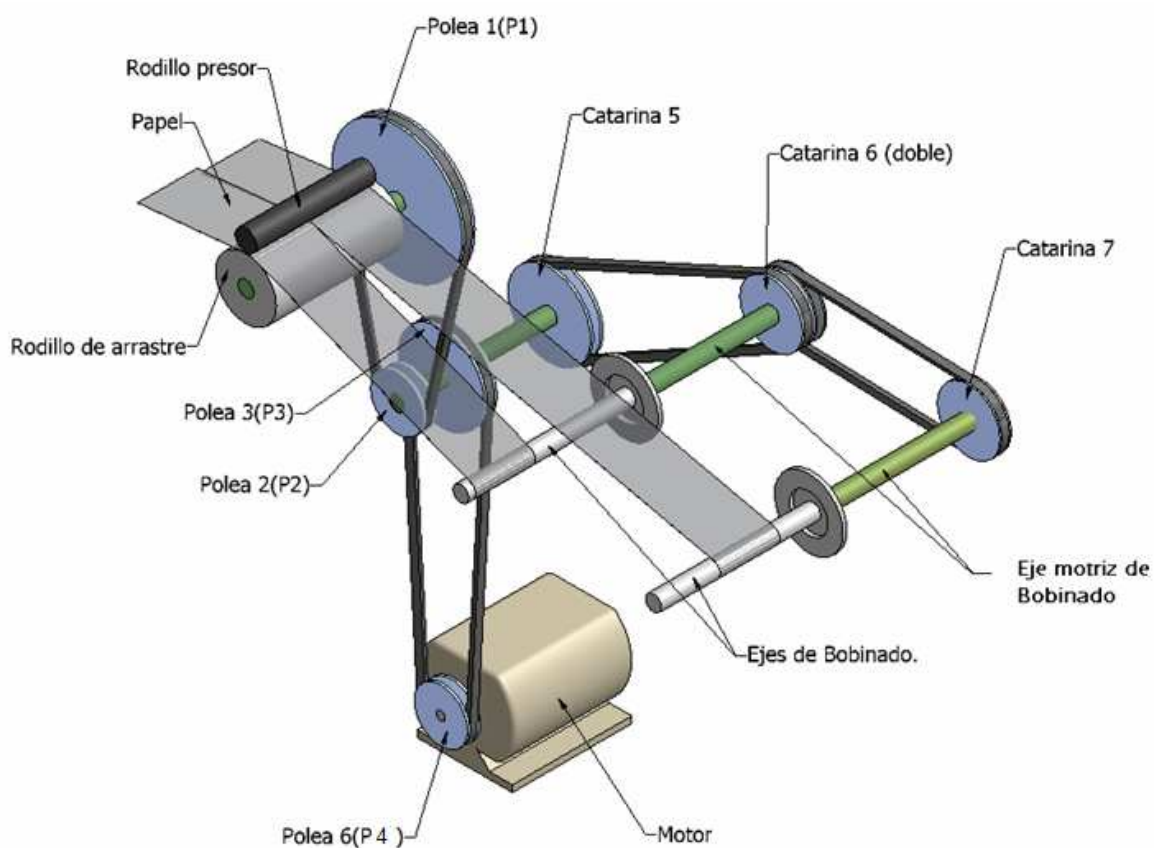
Figura 3-3: Vista lateral derecha de la máquina cortadora rebobinadora de papel.

<sup>22</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

### 3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO.

El sistema de transmisión de movimiento debe ser capaz de mantener la velocidad lineal igual, tanto en el rodillo de arrastre como en el eje de bobinado, y puesto que es requerimiento que la máquina disponga de un juego de tres ejes de bobinado intercambiables entre si, es necesario que se pueda manejar tres velocidades en el eje motriz de bobinado, para esto se propone un juego de tres catarinas intercambiables.

Como se puede observar en la figura 3-4, se puede variar la velocidad de rotación de los ejes de bobinado cambiando el diámetro de la Catarina 5,



**Figura 3-4:** Esquema del sistema de transmisión de movimiento<sup>23</sup>.

<sup>23</sup> PROPIA: Játiva Esteban – Guzmán Alex.

### 3.2.1 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD ANGULAR.

#### 3.2.1.1 Velocidad angular en el rodillo de arrastre.

De acuerdo a la experiencia de la empresa que solicita el diseño, para evitar roturas y bobinas defectuosas, la velocidad máxima lineal del papel debe de ser de 100 m/min. y una velocidad mínima de 10 m/min.

Diámetro exterior del rodillo: 3" (76.2 mm.)

La velocidad angular a la que debe girar el rodillo de arrastre es igual a:

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (\text{Ec. 3-1})$$

$$\omega = \frac{100m / \text{min} \left( \frac{rad}{\text{min}} \right)}{0.0381m}$$

$$\omega = 2624.6 \left( \frac{rad}{\text{min}} \right)$$

$$\omega = 417.7 RPM$$

#### 3.2.1.2 Velocidad angular en los ejes de bobinado.

Las dimensiones de los ejes de bobinado son:

Ejes de bobinado 1:  ½" (12.7 mm.)

Ejes de bobinado 2:  1½" (38.1 mm.)

Ejes de bobinado 3:  3" (76.2 mm.)

Aplicando la ecuación (Ec. 3-1), se determina la velocidad a la que deben girar cada eje, por lo tanto:

Si  $v = 10m/\text{min}$  y  $v = 100m/\text{min}$ ., entonces:

Ejes de bobinado 1:  $w_{m\acute{a}x} = 2506.3 \text{ rpm.}; w_{m\acute{i}n} = 250.63 \text{ rpm.}$

Ejes de bobinado 2:  $w_{m\acute{a}x} = 835.4 \text{ rpm.}; w_{m\acute{i}n} = 83.54 \text{ rpm.}$

Ejes de bobinado 3:  $w_{m\acute{a}x} = 417.7 \text{ rpm.}; w_{m\acute{i}n} = 41.77 \text{ rpm.}$

### 3.2.2 DIMENSIONAMIENTO DE LAS POLEAS DENTADAS Y CATARINAS.

La selecci3n del n3mero de dientes de las poleas dentadas se la hace por el m3todo de iteraci3n, partiendo como datos iniciales con las velocidades del eje de arrastre y del eje motriz de bobinado y asumiendo como velocidad m3nima del motor 180 rpm.

$\omega$ del eje de arrastre(dato)	$\omega$ del eje de 1/2" (dato)	$\omega$ del eje de 1 1/2" (dato)	$\omega$ del eje de 3" (dato)
42	251	84	42

**Tabla 3-2:** Velocidades angulares ( $\omega$ ) de los ejes de bobinado y arrastre.

El criterio de selecci3n es que la velocidad angular de la polea 2, sea por lo menos la mitad de la velocidad de giro de la polea 5, cuando esta funciona con el eje de menor di3metro.

De acuerdo a este criterio y con la ayuda de una hoja de c3lculo se obtienen los siguientes resultados:

Relaci3n de transmisi3n ( $i$ ) desde la Polea 1 a la Polea 2 ( $i_{12}$ ): 2.85

Polea 1: 40 dientes; 42 rpm.

Polea 2: 14 dientes; 120 rpm.

Relaci3n de transmisi3n desde la Polea 3 a la Polea 4 ( $i_{34}$ ): 1.5

Polea 3: 24 dientes; 120 rpm.

Polea 4: 16 dientes; 180 rpm. (Polea del motor)

Relaci3n de transmisi3n desde la Catarina 6 a la Catarina 5-1 ( $i_{65-1}$ ): 2.08

Catarina 6: 24 dientes; 120 rpm.

Catarina 5-1: 50 dientes; 250 rpm.

Relación de transmisión desde la Catarina 6 a la Catarina 5-2 (i65-2): 0.67

Catarina 6: 24 dientes; 120 rpm.

Catarina 5-1: 17 dientes; 84 rpm.

Relación de transmisión desde la Catarina 6 a la Catarina 5-3 (i65-3): 0.335

Catarina 6: 24 dientes; 120 rpm.

Catarina 5-1: 10 dientes; 45 rpm.

Relación de transmisión desde la Catarina 6 a la Catarina 7 (i67): 1.0

Catarina 6: 24 dientes; 120 rpm.

Catarina 7: 24 dientes; 120 rpm.

### 3.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Como requerimiento de la empresa que solicita el diseño, la máquina debe funcionar en un rango de velocidad lineal de 10 m/min. a 100 m/min.

Para determinar la potencia requerida para el motor es necesario conocer también los siguientes parámetros:

- Inercia de las masas en movimiento.
- Aceleración angular desde una velocidad angular inicial hasta la velocidad angular nominal.

Con los parámetros anteriores se determina el torque necesario para mover los elementos y a partir de éste determinar la potencia requerida.

*INERCIA DE LAS MASAS EN MOVIMIENTO.*



La mayoría de los elementos giratorios de la máquina tienen forma cilíndrica (cilindro hueco y macizo).

La inercia de un cilindro macizo está dada por la siguiente ecuación:

$$I = \frac{m \times d^2}{8} \quad (\text{Ec. 3-2})$$

La inercia de un cilindro hueco es igual a:

$$I = \frac{m}{8} (d_{ext}^2 + d_{int}^2) \quad (\text{Ec. 3-3})$$

Donde:

$I$  = Inercia del cuerpo ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )

$d_{ext}$  = Diámetro externo (m)

$d_{int}$  = Diámetro interno (m)

$m$  = Masa del cuerpo (kg)

Para determinar el volumen de un cilindro hueco se emplea la siguiente ecuación:

$$V = \frac{\pi}{4} (d_{ext}^2 - d_{int}^2) \times L \quad (\text{Ec. 3-4})$$

La masa esta definida por:

$$m = V \times \rho \quad (\text{Ec. 3-5})$$

Donde:

$m$  = Masa (Kg)

$V$  = Volumen ( $\text{m}^3$ )

$\rho$  = Densidad del material ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$L$  = Longitud o ancho del cilindro

La densidad del acero es igual a  $7850 \text{ kg/m}^3$

La masa de la bobina de papel es de 50 kg.

### VELOCIDAD Y ACELERACIÓN ANGULAR

La ecuación para el cálculo de la velocidad angular es la siguiente:

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (\text{Ec. 3-6})$$

Donde:

$\omega$  = Velocidad angular (rad/s).

$v$  = Velocidad lineal (m/s).

$r$  = Radio (m).

La aceleración angular esta definida por:

$$\omega = \omega_o + \alpha \times t \quad (\text{Ec. 3-7})$$

Donde:

$\omega$  = Velocidad angular final (rad/seg).

$\omega_o$  = Velocidad angular inicial (rad/seg).

$\alpha$  = Aceleración angular ( $\text{rad/s}^2$ ).

$t$  = Tiempo (s).

Ya que el sistema parte desde el reposo ( $\omega_o = 0$ ), entonces la aceleración angular es igual a:

$$\alpha = \frac{\omega}{t} \quad (\text{Ec. 3-8})$$

Los elementos considerados móviles de cada sistema serán acelerados desde el instante en que se encuentra en reposo, es decir que la velocidad angular inicial es igual a cero ( $\omega_0 = 0$ ) hasta que alcance la velocidad angular de funcionamiento ( $\omega$ ) de cada uno de ellos.

El tiempo en alcanzar la velocidad angular de funcionamiento se lo conoce como tiempo de arranque. Por cuestiones de diseño y de funcionamiento de la máquina, se asigna un valor de tiempo de arranque igual a 0.5 segundos.

## TORQUE

La ecuación para el cálculo del torque es la siguiente:

$$T = I \times \alpha \quad (\text{Ec. 3-9})$$

Donde:

$T$  = Torque (Nm).

$I$  = Inercia del cuerpo ( $\text{kg.m}^2$ ).

$\alpha$  = Aceleración angular ( $\text{rad /s}^2$ ).

## POTENCIA

La expresión para determinar la potencia necesaria para poner en rotación los elementos móviles de la máquina es:

$$P = \frac{T \times n}{9550} \quad (\text{Ec. 3-10})$$

Donde:

$P$  = Potencia (Kw.)<sup>24</sup>.

$T$  = Torque (Nm).

$n$  = velocidad angular en revoluciones por minuto (rpm).

Equivalencia: 1HP = 0.736 kW.

### 3.3.1 POTENCIA PARA MOVER LOS RODILLOS DE DESBOBINADO

El sistema de desbobinado consta de tres rodillos donde se montarán las bobinas alimentadoras de papel.

#### 3.3.1.1 Inercia de los rodillos de desbobinado.

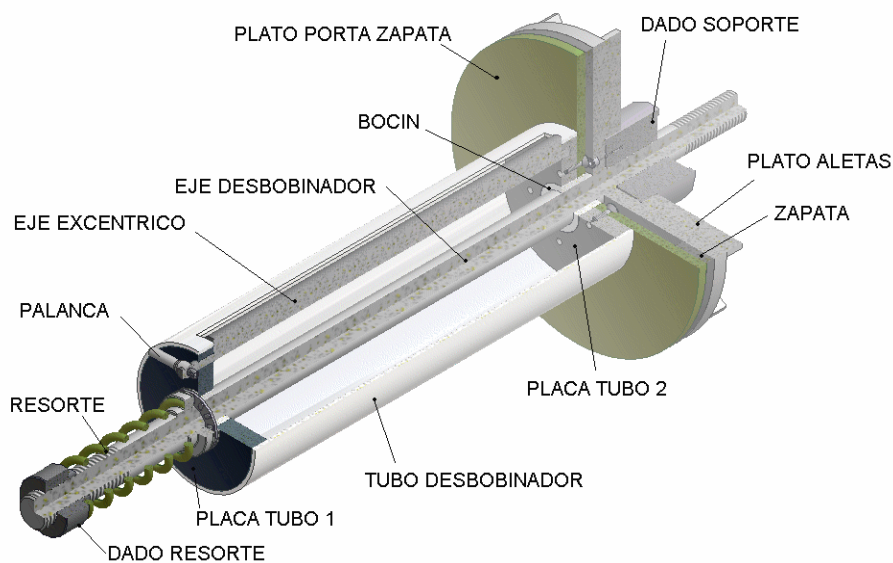
Las partes móviles del rodillo de desbobinado, incluido la bobina alimentadora de papel tienen las siguientes dimensiones:

Elementos	Diámetro externo $d_{ext}$ (mm)	Diámetro interno $d_{int}$ (mm)	Ancho $L$ (mm)
Tubo desbobinador	76.2	72.2	245
Placa tubo 1	72.2	25.0	10.0
Placa tubo 2	72.2	25.0	10.0
Plato porta zapata	160.0	25.0	5.0
Bobina de papel	500.0	76.2	245.0

**Tabla 3-3:** Dimensiones de los elementos móviles del rodillo del sistema de desbobinado.<sup>25</sup>

<sup>24</sup> JOSÉ ROLDÁN; Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada; Editorial Paraninfo; pág. 168.

<sup>25</sup> Dimensiones estimadas de acuerdo a los requerimientos geométricos de las piezas; ver Figura 3-5.



**Figura 3-5:** Sistema desbobinador<sup>26</sup>.

Utilizando las ecuaciones (Ec. 3-4), (Ec. 3-3), (Ec. 3-2) y con la ayuda de una hoja electrónica de cálculo, se obtienen los siguientes resultados:

Elementos	Densidad $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Volumen $V$ (m <sup>3</sup> )	Masa $m$ (Kg)	Inercia $I$ (kg. m <sup>2</sup> )
Tubo de desbobinado	7850	$1.14 \times 10^{-4}$	0.897	$1.24 \times 10^{-3}$
Placas1	7850	$3.60 \times 10^{-5}$	0.283	$2.06 \times 10^{-4}$
Placas2	7850	$3.60 \times 10^{-5}$	0.283	$2.06 \times 10^{-4}$
Plato porta embrague	7850	$9.81 \times 10^{-5}$	0.770	$2.52 \times 10^{-3}$
Bobina de papel		$4.70 \times 10^{-2}$	50.00	1.600
<b>Inercia total del rodillo de desbobinado</b>				<b>1.603</b>

**Tabla 3-4:** Inercia de un rodillo del sistema de desbobinado.

La máquina tiene tres rodillos de desbobinado, entonces la inercia total del sistema de desbobinado es la siguiente:

$$I_t = 3 \times I_{\text{inercia total}}$$

$$I_t = 3 \times 1.603 \text{ kg.m}^2$$

$$I_t = 4.809 \text{ kg.m}^2$$

<sup>26</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

### 3.3.1.2 Aceleración Angular de los rodillos de desbobinado.

La velocidad lineal mínima y máxima con la que funcionará la máquina es de 10 m/min. (0.167 m/s) a 100 m/min. (1.67 m/s).

El diámetro exterior de la bobina alimentadora al iniciar su desbobinado es igual a 500 mm. (0.50 m).

Remplazando los datos anteriores en la ecuación (Ec. 3-1), se tiene:

$$\omega_{\min} = \frac{0.167 \text{ m/s}}{0.25 \text{ m}}$$

$$\omega_{\min} = 0.667 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{\max} = \frac{1.67 \text{ m/s}}{0.25 \text{ m}}$$

$$\omega_{\max} = 6.67 \text{ rad/s}$$

Remplazando los valores de velocidad angular máxima y tiempo de arranque en la ecuación (Ec. 3-8), se obtienen los siguientes resultados:

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = \frac{6.67 \text{ rad/s}}{0.5 \text{ s}}$$

$$\alpha = 13.34 \text{ rad/s}^2$$

### 3.3.1.3 Torque del sistema de desbobinado

Remplazando el valor de la inercia total del sistema de desbobinado y de la aceleración angular, en la ecuación (Ec.3-9) se obtiene como resultado lo siguiente:

$$T = I \times \alpha$$

$$T_{desbobinador} = 4.809 \text{ kg.m}^2 \times 13.34 \text{ rad/s}^2$$

$$T_{desbobinador} = 64.12 \text{ Nm}$$

Es decir que en cada desbobinador se genera un torque de 21.34 Nm.

### 3.3.1.4 Potencia requerida en los rodillos desbobinadores

Una vez conocido el torque y velocidad angular en revoluciones por minuto, remplazando en la ecuación (Ec. 3-10):

$$P = \frac{T \times n}{9550}$$

$$P_{desbobinador} = \frac{64.03 \text{ Nm} \times 63.63 \text{ rpm}}{9550}$$

$$P_{desbobinador} = 0.4266 \text{ kW}$$

$$P_{desbobinador} = 0.5722 \text{ HP}$$

### 3.3.2 POTENCIA PARA MOVER LOS RODILLOS GUÍAS.

En los rodillos guías las partes móviles son el tubo que forma el cuerpo del rodillo y sus bocines internos, estos últimos debido a su tamaño pequeño, no se los considera en el cálculo.

Las dimensiones del tubo que conforma el cuerpo del rodillo son las siguientes:

Elemento	Diámetro externo $d_{ext}$ (mm)	Diámetro interno $d_{int}$ (mm)	Ancho $L$ (mm)
Tubo	25.4	23	255

**Tabla 3-5:** Dimensiones de los elementos móviles de los rodillos guías.

#### 3.3.2.1 Inercia de los rodillos guías

Aplicando la misma lógica de cálculo del literal (3.3.1) se obtiene los siguientes datos:

Elementos	Densidad $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Volumen $V$ (m <sup>3</sup> )	Masa $m$ (Kg)	Inercia $I$ (Kg. m <sup>2</sup> )
Tubo de desbobinado	7850	$2.33 \times 10^{-5}$	0.183	$2.68 \times 10^{-5}$
Inercia del tubo				$2.68 \times 10^{-5}$
Inercia total de los 8 tubos de los rodillos guías				$2.14 \times 10^{-4}$

**Tabla 3-6:** Resultados de inercia total de los rodillos guías.

Al igual que los rodillos de desbobinado, la velocidad lineal de estos rodillos es de 100 m/min. (1.67 m/s), mientras el radio exterior del rodillo es igual a 0.0127 m.

Remplazando los datos anteriores en la ecuación (Ec.3-1), se obtiene los siguientes resultados:

$$\omega = \frac{v}{r}$$

$$\omega_f = \frac{1.67 \frac{m}{s}}{0.0127 m}$$



$$\omega_f = 131.23 \text{ rad/s}$$

Si  $\omega_o = 0$  y  $t = 0.5$  s, de la ecuación (Ec. 3-8) se obtiene:

$$\alpha = \frac{131.23 \text{ rad/s}}{0.5 \text{ s}}$$

$$\alpha = 262.47 \text{ rad/s}^2$$

### 3.3.2.2 Torque de los rodillos guías

En la (Ec. 3-9), se reemplaza el valor de la inercia total de los ocho rodillos guías de la (Tabla 3-6) y el valor de la aceleración angular, entonces el torque total es igual a:

$$T = I \times \alpha$$

$$T_{\text{rodillos guías}} = 0.00021443 \text{ kg.m}^2 \times 262.47 \text{ rad/s}^2$$

$$T_{\text{rodillos guías}} = 0.05624 \text{ Nm}$$

### 3.3.2.3 Potencia requerida en los rodillos guías

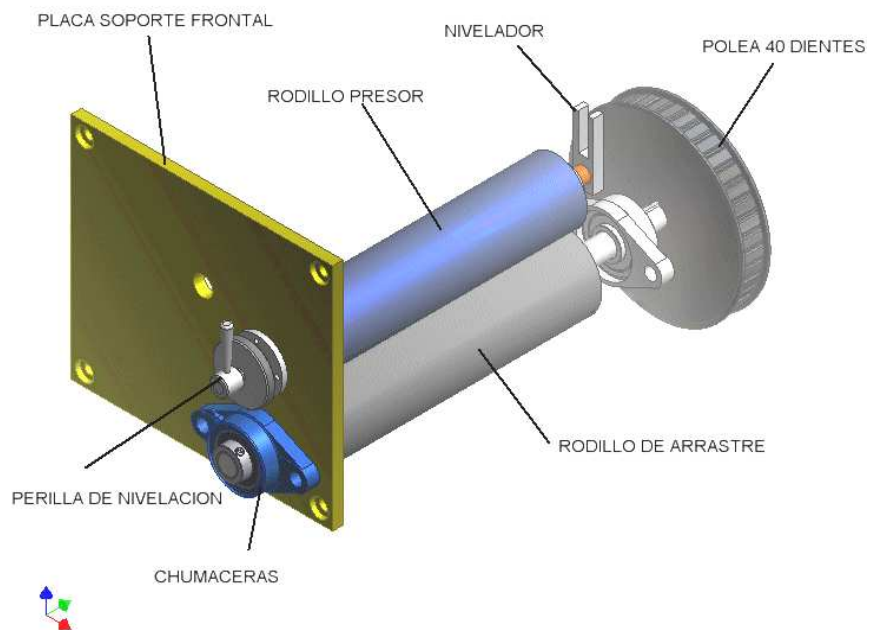
De la ecuación (Ec. 3-10), se tiene:

$$P_{\text{rodillos guías}} = \frac{0.05624 \text{ Nm} \times 131.23 \text{ rpm}}{9550}$$

$$P_{\text{rodillos guías}} = 0.0739 \text{ kW}$$

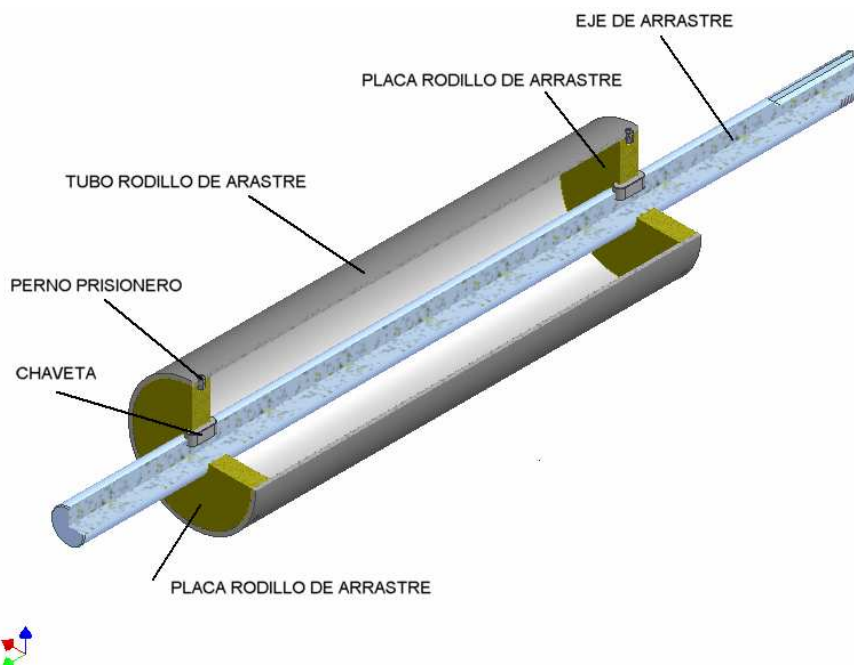
$$P_{\text{rodillos guías}} = 0.0096 \text{ HP}$$

### 3.3.3 POTENCIA PARA MOVER EL RODILLO DE ARRASTRE.



**Figura 3-6:** Sistema rodillo de arrastre y rodillo presor<sup>27</sup>.

#### 3.3.3.1 Inercia del rodillo de arrastre.



**Figura 3-7:** Rodillo de arrastre<sup>28</sup>.

<sup>27</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

<sup>28</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

Las partes móviles son el tubo que forman el cuerpo del rodillo, las placas y el eje, cuyas dimensiones se indican en la siguiente tabla:

Elementos	Diámetro externo	Diámetro interno	Ancho
	$d_{ext}$ (mm)	$d_{int}$ (mm)	$L$ (mm)
Tubo	76.2	68.0	254.0
Placas1	68.0	19.05	10.0
Placas2	68.0	19.05	10.0
Eje	100.0	25.0	5.0

**Tabla 3-7:** Dimensiones de los elementos móviles del rodillo de arrastre.

Aplicando el procedimiento de cálculo del literal (3.3.1) se obtiene los siguientes datos:

Elementos	Densidad	Volumen	Masa	Inercia
	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$V$ (m <sup>3</sup> )	$m$ (Kg)	$I$ (kg. m <sup>2</sup> )
Tubo de desbobinado	7850	$2.36 \times 10^{-4}$	1.850	$2.41 \times 10^{-3}$
Placas1	7850	$3.35 \times 10^{-5}$	0.263	$1.64 \times 10^{-4}$
Placas2	7850	$3.35 \times 10^{-5}$	0.263	$1.64 \times 10^{-4}$
Eje	7850	$1.29 \times 10^{-4}$	1.010	$4.58 \times 10^{-5}$
<b>Inercia total</b>				<b><math>2.79 \times 10^{-3}</math></b>

**Tabla 3-8:** Resultados de inercia total del rodillo de arrastre.

### 3.3.3.2 Aceleración Angular del rodillo de arrastre

De igual manera que los otros sistemas, la velocidad lineal máxima con la que trabaja el rodillo de arrastre es 100 m/min. (1.67 m/s), y su radio exterior es de 0.0381 m. por lo tanto la velocidad angular final es:

$$\omega = \frac{v}{r}$$

$$\omega_f = \frac{1.67 \text{ m/s}}{0.0381 \text{ m}}$$

$$\omega_f = 43.74 \text{ rad/s}$$

Remplazando los valores anteriores en la ecuación (Ec. 3-8) y despejando  $\alpha$  se tiene que:

$$\alpha = \frac{43.74 \text{ rad/s}}{0.5 \text{ s}}$$

$$\alpha = 87.49 \text{ rad/s}^2$$

### 3.3.3.3 Torque del rodillo de arrastre

Remplazando los valores de Inercia total de la (Tabla 3-8) y el de la aceleración angular en la ecuación (Ec. 3-9), se calcula el torque total del rodillo de arrastre.

$$T_{\text{rodillo de arrastre}} = 0.002787 \text{ kg.m}^2 \times 87.49 \text{ rad/s}^2$$

$$T_{\text{rodillo de arrastre}} = 0.2438 \text{ Nm}$$

### 3.3.3.4 Potencia requerida por el rodillo de arrastre

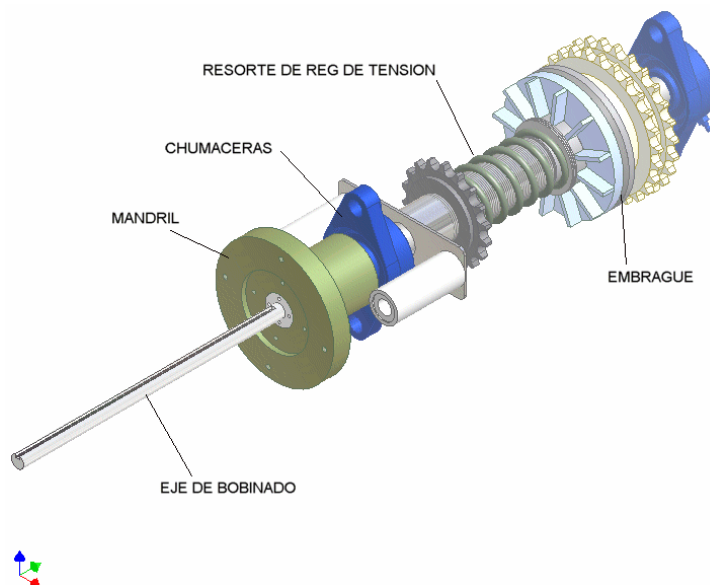
De la ecuación (Ec. 3-10), se tiene:

$$P_{\text{rodillo de arrastre}} = \frac{0.2438 \text{ Nm} \times 417.73 \text{ rpm}}{9550}$$

$$P_{\text{rodillo de arrastre}} = 0.0107 \text{ kW}$$

$$P_{\text{rodillo de arrastre}} = 0.0143 \text{ HP}$$

### 3.3.4 POTENCIA PARA MOVER EL RODILLO DE BOBINADO



**Figura 3-8:** Sistema de bobinado.

Para calcular la potencia requerida por el sistema de desbobinado, se asume que se encuentra trabajando con el rodillo bobinador de tres pulgadas y que hasta ese instante se ha bobinado el 50% de una bobina de papel de dimensiones similares a las bobinas alimentadoras, y que en esas condiciones se requiere arrancar la máquina. Este caso en la práctica sucedería muy poco, pero es necesario considerarlo.

#### 3.3.4.1 Inercia del sistema de bobinado.

Las partes móviles del sistema de bobinado son las siguientes:

Elementos	Diámetro externo	Diámetro interno	Ancho
	$d_{ext}$ (mm)	$d_{int}$ (mm)	$L$ (mm)
Eje motriz de bobinado	19.05	0.00	300.00
Mandril	51.24	16.00	80.00
Eje de bobinado	19.05	0.00	300.00
Tubo	76.20	72.20	245.00
Placas 1	72.20	25.00	10.00
Placas 2	72.20	25.00	10.00
Placa aletas	100.00	19.05	15.00
Dado	52.00	19.05	15.00
Papel	250.00	76.20	210.00

**Tabla 3-9:** Dimensiones de los elementos móviles del sistema de bobinado.

Utilizando el procedimiento de cálculo del literal (3.3.1) se obtiene los siguientes datos:

Elementos	Densidad	Volumen	Masa	Inercia
	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	V (m <sup>3</sup> )	m (Kg)	I (kg. m <sup>2</sup> )
Eje motriz de bobinado	7850	8.55x10 <sup>-5</sup>	0.671	3.04x10 <sup>-5</sup>
Mandril	7850	1.49x10 <sup>-4</sup>	1.170	4.21x10 <sup>-4</sup>
Eje de bobinado	7850	8.55x10 <sup>-5</sup>	0.671	3.04x10 <sup>-5</sup>
Tubo	7850	1.14x10 <sup>-4</sup>	0.897	1.24x10 <sup>-3</sup>
Placa 1	7850	3.60x10 <sup>-5</sup>	0.283	2.06x10 <sup>-4</sup>
Placa 2	7850	3.60x10 <sup>-5</sup>	0.283	2.06x10 <sup>-4</sup>
Placa aletas	7850	1.14x10 <sup>-4</sup>	0.891	1.15x10 <sup>-3</sup>
Dado	7850	2.76x10 <sup>-5</sup>	0.217	8.30x10 <sup>-5</sup>
Papel			25.00	0.213
<b>Inercia total</b>				<b>0,217</b>

**Tabla 3-10:** Resultados de inercia total del sistema bobinado.

El radio exterior de la bobina de papel en este sistema será igual a 0.125 m. mientras que la velocidad lineal de trabajo es igual que los sistemas anteriores (100 m/min.).

Remplazando estos datos en la ecuación (Ec. 3-1), la velocidad angular final es igual a:

$$\omega_f = \frac{1.67 \frac{m}{s}}{0.125m}$$

$$\omega_f = 13.36 \frac{rad}{s}$$

El cálculo de la aceleración angular se la realiza remplazando los valores de velocidad angular final y tiempo de arranque en la ecuación (Ec. 3-8):

$$\alpha = \frac{13.36 \frac{rad}{s}}{0.5s}$$

$$\alpha = 26.72 \frac{rad}{s^2}$$

### 3.3.4.2 Torque del sistema de bobinado.

Remplazando los valores de inercia total del sistema de la tabla (Tabla 3-4) y de la aceleración en la ecuación (Ec. 3-9), se obtienen los siguientes valores:

$$T_{bobinado} = 0.2168 \text{kg.m}^2 \times 26.72 \text{rad/s}^2$$

$$T_{bobinado} = 5.79 \text{Nm}$$

### 3.3.4.3 Potencia requerida por el sistema de bobinado.

Para obtener la potencia necesaria para mover todo el sistema de bobinado se reemplaza los valores respectivos en la ecuación (Ec. 3-10), entonces:

$$P_{bobinado} = \frac{5.79 \text{Nm} \times 127.6 \text{rpm}}{9550}$$

$$P_{bobinado} = 0.0774 \text{kW}$$

$$P_{bobinado} = 0.1033 \text{HP}$$

## 3.3.5 POTENCIA REQUERIDA PARA MOVER LAS POLEAS.

### 3.3.5.1 Inercia de las poleas.

Las dimensiones de las poleas son las siguientes:

Elementos	Diámetro externo $d_{ext}$ (mm)	Diámetro interno $d_{int}$ (mm)	Ancho $L$ (mm)
Polea 40	161.70	19.05	25.4
Polea 24	97.02	19.05	25.4
Polea 16	69.68	19.05	25.4
Polea 14	56.60	19.05	25.4

**Tabla 3-11:** Dimensiones de las poleas.

Empleando las ecuaciones (Ec. 3-3), (Ec. 3-4) y (Ec. 3-2) se obtiene los siguientes resultados:

Elementos	Densidad	Volumen	Masa	Inercia
	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	V (m <sup>3</sup> )	m (Kg)	I (kg. m <sup>2</sup> )
Polea40	7850	5.14x10 <sup>-4</sup>	4.040	1.34x10 <sup>-2</sup>
polea24	7850	1.81x10 <sup>-4</sup>	1.420	1.73x10 <sup>-3</sup>
polea16	7850	8.96x10 <sup>-5</sup>	0.704	4.59x10 <sup>-4</sup>
polea 14	7850	5.67x10 <sup>-5</sup>	0.445	1.98x10 <sup>-4</sup>
<b>Inercia total</b>				<b>0.016</b>

**Tabla 3-12:** Resultados de inercias de las poleas.

### 3.3.5.2 Velocidad y aceleración angular de las poleas

Las velocidades angulares de las poleas se determinaron por las relaciones de transmisión mostradas en el literal (3.2.2), sus valores en radianes por segundo son:

Polea de 40 dientes: 43.74 rad/s.

Polea de 24 dientes: 12.56 rad/s.

Polea de 16 dientes: 18.84 rad/s.

Polea de 14 dientes: 12.56 rad/s.

Remplazando los valores de las velocidades angulares en la ecuación (Ec. 3-8) se obtienen los siguientes resultados:

$$\alpha_{40} = 87.48 \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha_{24} = 251.20 \text{ rad/s}^2$$



$$\alpha_{16} = 376.80 \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha_{14} = 251.20 \text{ rad/s}^2$$

### 3.3.5.3 Torque en las poleas

Remplazando los valores respectivos de la inercia y de la aceleración angular en la ecuación (Ec. 3-9), da como resultado los siguientes valores de torques:

$$T_{40} = 0,01338014 \text{ kg.m}^2 \times 87.48 \text{ rad/s}^2$$

$$T_{24} = 1.1705 \text{ m}$$

$$T_{24} = 0.001731 \text{ kg.m}^2 \times 251.20 \text{ rad/s}^2$$

$$T_{24} = 0.4350 \text{ Nm}$$

$$T_{16} = 0.0004589 \text{ kg.m}^2 \times 376.80 \text{ rad/s}^2$$

$$T_{16} = 0.1729 \text{ Nm}$$

$$T_{14} = 0.0001983 \text{ kg.m}^2 \times 251.20 \text{ rad/s}^2$$

$$T_{14} = 0.04983 \text{ Nm}$$

### 3.3.5.4 Potencia necesaria para accionar las poleas

De la ecuación (Ec. 3-10), se tiene:

Polea de 40 dientes:

$$P_{24} = \frac{1.1705Nm \times 417.6rpm}{9550}$$

$$P_{24} = 0.0491kW$$

$$P_{24} = 0.0658HP$$

Polea de 24 dientes:

$$P_{24} = \frac{0.4350Nm \times 1200rpm}{9550}$$

$$P_{24} = 0.0547kW$$

$$P_{24} = 0.0733HP$$

Polea de 16 dientes:

$$P_{16} = \frac{0.1729Nm \times 1800rpm}{9550}$$

$$P_{16} = 0.0326kW$$

$$P_{16} = 0.0437HP$$

Polea de 14 dientes:

$$P_{14} = \frac{0.0498Nm \times 1200rpm}{9550}$$

$$P_{14} = 0.0063kW$$

$$P_{14} = 0.0084HP$$

La potencia necesaria para accionar las poleas es:

$$P_{poleas} = P_{40} + P_{24} + P_{16} + P_{14}$$

$$P_{poleas} = (0.0658 + 0.0733 + 0.0437 + 0.0084)HP$$

$$P_{poleas} = 0.1912HP$$

### 3.3.6 POTENCIA REQUERIDA.

La potencia necesaria para accionar todos los elementos móviles de la máquina, se obtiene de sumar los valores de las potencias que actúan en cada sistema.

$$P_{REQUERIDA} = P_{desbobinador} + P_{rodillos\ guías} + P_{rodillo\ de\ arrastre} + P_{bobinador} + P_{poleas}$$

$$P_{REQUERIDA} = (0.5722 + 0.0096 + 0.0143 + 0.1033 + 0.1912)HP$$

$$P_{REQUERIDA} = 0.8906HP$$

### 3.3.7 POTENCIA QUE DEBE SUMINISTRAR EL MOTOR

El motor a seleccionar debe cubrir la potencia requerida ( $P_{REQUERIDA}$ ) para accionar los elementos móviles de la máquina, además de vencer las fuerzas de fricción de los mismos.

$$P_{REQUERIDA} = 0.8906HP$$

Considerando situaciones de sistemas mecánicos en malas condiciones, como bandas mal tensadas, mal anclaje del motor y vibraciones excesivas, además de prolongadas horas de operación, numerosos arranques y malas instalaciones eléctricas se recomienda un factor de servicio<sup>29</sup> de 1.5, es decir la potencia del motor es:

$$P_{motor} = 0.8906HP \times 1.5 = 1.3HP$$

Verificando la disponibilidad en el mercado, se selecciona un motor sincrónico<sup>30</sup> de corriente alterna de 1.5HP, 1800RPM, 60HZ, trifásico, regulado con un variador de frecuencia.

## 3.4 SELECCIÓN DE LA BANDA DENTADA.

Para la selección del paso y ancho de la banda se toma como base el procedimiento descrito en el (ANEXO C).

### 3.4.1 POTENCIA DE DISEÑO.

Para determinar la potencia de diseño es necesario conocer la potencia nominal, el tipo de motor a utilizar y el tiempo de servicio diario que prestará la máquina.

<sup>29</sup> JOSÉ ROLDÁN VILORIA; Prontuario de mecánica industrial aplicada; Editorial Paraninfo; España; 2002; pág. 258.

<sup>30</sup> ANEXO B: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE MOTORES TRIFÁSICOS DE INDUCCIÓN.

De acuerdo a esto se determina el factor de servicio, que multiplicado por la potencia nominal da como resultado la potencia de diseño.

$$P_{diseño} = P_{nominal} (kW) \times FS \quad (\text{Ec. 3-11})$$

Potencia nominal: 1.5 HP (1.1 kW)

Tipo de motor: Motor AC, controlado por un variador de frecuencia.

Servicio diario: 8 a 16 horas por día.

Tipo de máquina: Máquina convertidora de papel.

De acuerdo a estos datos en la tabla del factor de servicio<sup>31</sup> se determina un factor de 1.5

Entonces, la potencia de diseño es:

$$P_{diseño} = P_{nominal} (kW) \times FS.$$

$$P_{diseño} = 1.1 (kW) \times 1.5$$

$$P_{diseño} = 1.65 \text{ kW}$$

### **3.4.2 SELECCIÓN DEL PASO DE LA BANDA DENTADA.**

El paso de las bandas dentadas está relacionado con la potencia a transmitir y la velocidad a la que gira la polea. De acuerdo a esto se tiene que para una potencia

---

<sup>31</sup> ANEXO C: Service Factor Chart.

de diseño de 1.65 kW y una velocidad de giro de 180 rpm, se debe utilizar una polea de las siguientes características<sup>32</sup>.

Tipo: H

Paso: ½ pulgada

Ancho: ¾ pulgada

### **3.4.3 SELECCIÓN DEL LA LONGITUD DE LA BANDA.**

#### **3.4.3.1 Sistema de poleas 1-2**

Relación de transmisión: 2.85

Distancia entre centros primera aproximación: 381 mm

De acuerdo al catálogo, (ANEXO C), la banda que supera esa longitud es la 450H, que permite una longitud entre centros de 390 mm.

#### **3.4.3.2 Sistema de poleas 3-4**

Relación de transmisión: 1.5

Distancia entre centros primera aproximación: 515.3 mm

De acuerdo al catálogo, (ANEXO C), la banda que supera esa longitud es 510H, que permite una longitud entre centros de 520.4 mm.

---

<sup>32</sup> ANEXO C: Table 3; Cross Section Selcction Chart.

En resumen se requieren dos bandas dentadas de las siguientes características:

Tipo: 450H, 510H

Paso: ½ pulgada

Ancho: ¾ pulgada

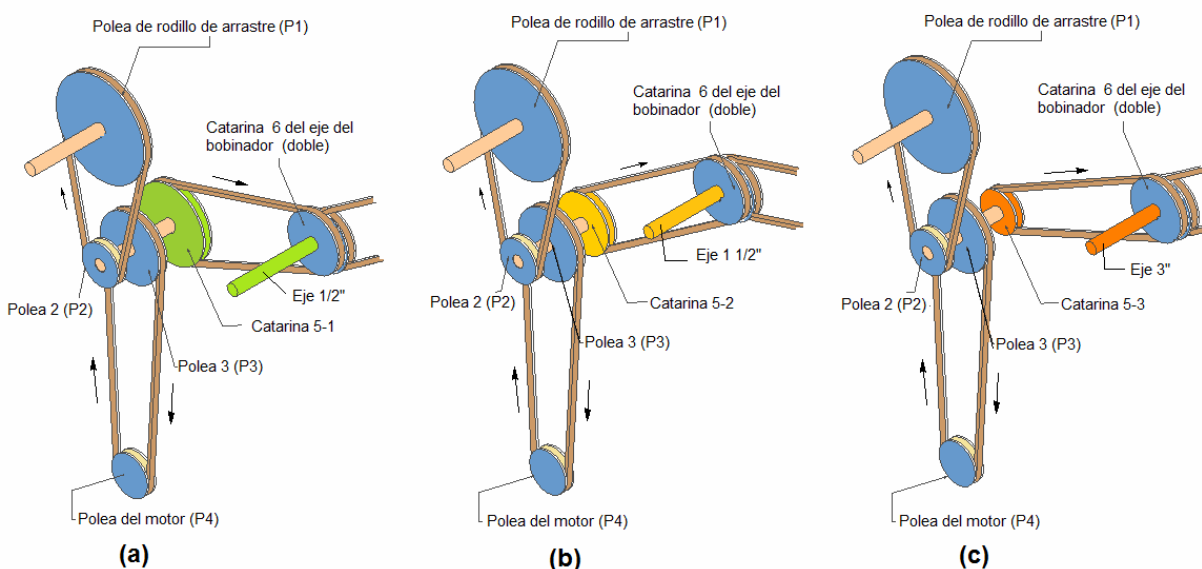
### 3.5 SELECCIÓN DE CADENAS

Sistema de catarinas 5-1 y catarina 6

Relación de transmisión<sup>33</sup>: 2.08

Distancia entre centros: 397 mm.

Para las cadenas 5-2 y 5-3 se utiliza un sistema de tensores, ya que al ser de menor diámetro y utilizar la misma cadena excedería en longitud, que la compensamos con el sistema de tensado.



**Figura 3-9:** Esquemas de las tres configuraciones de la transmisión con catarinas<sup>34</sup>.

<sup>33</sup> CAPÍTULO III; Dimensionamiento de poleas dentadas y catarinas; Literal 3.2.2.

<sup>34</sup> PROPIA; Játiva Esteban – Guzmán Alex.

La figura (3-9a), indica que el movimiento se transmite al eje bobinador de ½” por medio de la catarina 6 (doble) de 24 dientes y esta a su vez es accionada por medio de la cadena que está acoplada a la catarina 5-1 de 50 dientes.

La figura (3-9b), indica que el movimiento se transmite al eje bobinador de 1½” por medio de la catarina 6 (doble) de 24 dientes y esta a su vez es accionada por medio de la cadena que está acoplada a la catarina 5-2 de 17 dientes.

La figura (3-9c), indica que el movimiento se transmite al eje bobinador de 3” por medio de la catarina 6 (doble) de 24 dientes y esta a su vez es accionada por medio de la cadena que está acoplada a la catarina 5-3 de 10 dientes.

El movimiento de la catarina 6 se transmite a la catarina 7 por medio de cadena, la relación de transmisión de movimiento es igual a 1, para el eje de ½”, 1½” y 3”, tal como indica la figura (3-9).

### 3.6 TENSIÓN DEL PAPEL EN LA ZONA DE DESBOBINADO.

La tensión de rotura del papel bond normal, se encuentra en el rango de 2 kgf/cm. (20 N/cm.) a 5 kgf/cm. (50 N/cm.), de acuerdo a su gramaje, por ejemplo las propiedades del papel bond mate de 75 g/cm<sup>2</sup> son:

Propiedad	Unidades	B75	Variación
Peso básico	g/m <sup>2</sup>	75	±5%
Calibre	μ	97	±7%
Resistencia a la Tensión (MD)	kgf/cm	>5.0	
Resistencia a la Tensión (TD)	kgf/cm	>2.5	

**Tabla 3-13:** Propiedades mecánicas del papel bond<sup>35</sup>

<sup>35</sup> ANEXO H; PROPIEDADES Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE DIFERENTES TIPOS DE PAPEL; [www.arclad.com/contenido/docs/hojas/papeles\\_mate/B75-P1-G62.pdf](http://www.arclad.com/contenido/docs/hojas/papeles_mate/B75-P1-G62.pdf).



El valor de la tensión es mayor en la dirección de la máquina (MD) que en la dirección transversal (TD), esto se debe a que las fibras están fuertemente orientadas en la dirección en la dirección de la máquina.<sup>36</sup>

La tensión que se aplique al papel no debe superar estos valores, teniendo especial cuidado al momento del arranque de la máquina. En este caso para la condición de aceleración a velocidad máxima (0 a 100 m/min.) en las bobinas alimentadoras se produce un torque igual a 21.34 Nm (el cálculo de este valor se lo explica en el literal 3.3.1.3) generado por la inercia de las mismas.

Si se considera que:

$$T = F \times r \quad (\text{Ec. 3-12})$$

Donde:

$T$  = Es el torque debido a la inercia de la bobina alimentadora durante la aceleración ( $Nm$ ).

$r$  = Es el radio de la bobina alimentadora ( $m$ ) y,

$F$  = Es la fuerza de tensión que se genera en la banda de papel durante el arranque ( $N$ ).

$$T = 21.34Nm$$

$$r = 0.25 m.$$

Entonces, despejando  $F$  de la ecuación (Ec.3-12):

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{21.34Nm}{0.25m}$$

---

<sup>36</sup> [www.norskeskog.com.cl](http://www.norskeskog.com.cl)

$$F = 85.36N$$

Esta fuerza se divide para el ancho de la bobina ( $l$ ) de papel que se consideró en el diseño (25.4cm) y obtener la tensión ( $F_t$ ) que se le aplica durante el arranque.

Esto es igual a:

$$F_t = \frac{F}{l}$$

$$F_t = \frac{85.35N}{24.5cm}$$

$$F_t = 3.48 \frac{N}{cm}$$

De esta manera se comprueba que la tensión aplicada a la banda de papel durante el arranque es menor que el rango de tensión de rotura del papel bond normal.

Después de que la máquina alcance la velocidad nominal, el torque generado por la fuerza  $F_t$  desaparece, actuando únicamente en la bobina de papel un torque de fricción ( $T_{fr}$ ) generado por el freno del rodillo de desbobinado. Este torque  $T_{fr}$  es el que se debe regular para aplicar la tensión adecuada a la banda de papel en la zona de desbobinado.

<b>TENSIÓN RECOMENDADA PARA PAPEL</b>			
<b>Gramaje</b>		<b>Tensión</b>	
<i>lb/resma*</i>	<i>g/m<sup>2</sup></i>	<i>lb./inch</i>	<i>N/m</i>
15	24	0,50	88
20	33	0,75	131
30	49	1,00	175
40	65	1,50	263
60	98	2,00	350
<b>*1 Resma = 500 hojas</b>			
<b>1 Resma = 3000 ft<sup>2</sup></b>			

**Tabla 3-14:** Tensión recomendada para papel bond.<sup>37</sup>

<sup>37</sup> ANEXO D: Tabla adaptada de la Web Tensión Handbook: [www.cmccontrols.com](http://www.cmccontrols.com).

Para el dimensionamiento del freno del rodillo de desbobinado, se toma en cuenta el torque que resultaría en dicho rodillo al aplicar la fuerza de tensión más alta de las listadas en la tabla (3-14).

De acuerdo a la siguiente ecuación:

$$T_{ta} = T_p \times r \times l \quad (\text{Ec. 3-13})$$

Donde:

$T_{ta}$  = Torque generado por la tensión del papel (Nm).

$T_p$  = Tensión recomendada para el papel (N/m).

$r$  = Radio de la bobina alimentadora (0.25m).

$l$  = Ancho de la bobina (0.245m).

El torque generado por la tensión del papel seria igual a:

$$T_{ta\text{ máx}} = 350 \times 0.25 \times 0.245 = 18.38 Nm$$

$$T_{ta\text{ mín}} = 88 \times 0.25 \times 0.245 = 3.67 Nm$$

La fuerza normal aplicada al freno de discos paralelos del rodillo del desbobinador responde a la siguiente ecuación:

$$T_{fr} = \frac{F_n f (d_{ext} + d_{int})}{4} \quad (\text{Ec. 3-14})$$

Despejando F:

$$F_n = \frac{4T_{fr}}{f (d_{ext} + d_{int})} \quad (\text{Ec. 3-15})$$

Donde:

$F_n$  = fuerza normal aplicada al freno.

$d_{ext}$  = diámetro externo del disco del freno.

$d_{int}$  = diámetro interno del disco de freno.

$f$  = factor de fricción del material del disco de freno (asbesto tramado,  $f = 0.45$ )<sup>38</sup>

Reemplazando  $T_{fr}$  por  $T_{ta}$  y programado las ecuaciones (Ec. 3-12) y (Ec. 3-14)

$$Fn_{min} = \frac{4 \times 3,67 Nm}{0.45(0.160 + 0.120)m}$$

$$Fn_{min} = 116.8 N$$

$$Fn_{max} = \frac{4 \times 18.38 Nm}{0.45(0.160 + 0.120)m}$$

$$Fn_{max} = 583.8 N$$

En una hoja de cálculo tenemos los siguientes resultados:

FUERZA NORMAL EN EL FRENO PARA CADA TIPO DE PAPEL					
Gramaje		Tensión		Torque de fricción.	$F_n$
<i>lb/resma*</i>	<i>g/m2</i>	<i>lb/inch</i>	<i>N/m</i>	<i>Nm</i>	<i>N</i>
15	24	0.40	70.0	3.7	<b>116.8</b>
20	33	0.50	88.0	4.6	<b>145.9</b>
30	49	0.75	131.0	6.9	<b>218.9</b>
40	65	1.25	219.0	11.5	<b>364.8</b>
60	98	2.00	350.0	18.4	<b>583.8</b>

**Tabla 3-15:** Fuerza normal en el freno para cada tipo de papel.

Estos valores fueron obtenidos considerando un diámetro externo del disco del freno de 16 cm. y diámetro interno de 12 cm.

Los valores de la fuerza normal ( $F_n$ ), son los que se deben considerar para el diseño del resorte del freno del rodillo de desbobinado.

<sup>38</sup> SHIGLEY J; Diseño en Ingeniería Mecánica; 6ª Edición; Tabla 16-5; pág. 1042.

### 3.7 DISEÑO DEL RESORTE DEL FRENO DEL RODILLO DE DESBOBINADO

En la tabla (3-15) se tiene los valores de las fuerzas que debe ejercer el resorte sobre el freno dependiendo del gramaje del papel, y por razones de seguridad, se considera una fuerza entre 110 N y 590 N.<sup>39</sup>

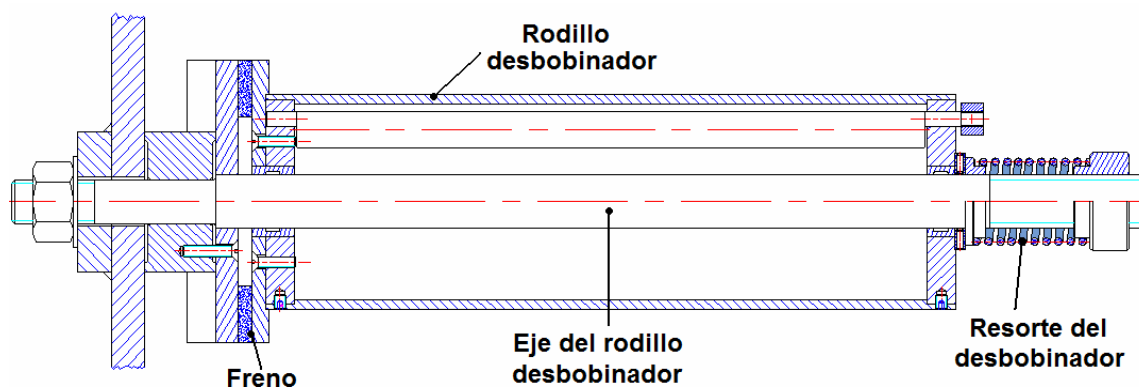


Figura 3-10: Esquema del montaje del resorte del desbobinador<sup>40</sup>.

Es decir:

Los valores de cargas que actúan sobre el resorte son:

$$F_{mín} = 110N$$

$$F_{máx} = 590N$$

Donde:

$F_{mín}$  : Fuerza mínima de trabajo (precarga) (N).

$F_{máx}$  : Fuerza máxima de trabajo(N).

Dimensiones del Resorte

Se asume:

<sup>39</sup> CAPÍTULO II; Fuerza normal en el freno para cada tipo de papel; Literal 2-6; Tabla 2-15.

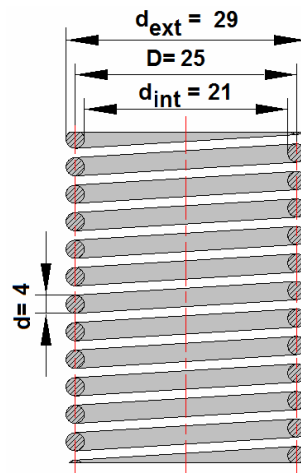
<sup>40</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

$$d_{int} = 20mm$$

$$d_{ext} = 29mm$$

$$l_O = 75mm$$

$$l_F = 50mm$$



**Figura 3-11:** Dimensiones del resorte del freno del rodillo del desbobinador.

Donde:

$d_{int}$  = Diámetro interno del resorte (m).

$d_{ext}$  = Diámetro externo del resorte (m).

$l_O$  = Longitud inicial con precarga (N).

$l_F$  = Longitud final de trabajo (N).

$d$ : Diámetro del alambre.

$$d = \frac{d_{ext} - d_{int}}{2} \quad (\text{Ec. 3-16})$$

$$d = \frac{(0.029 - 0.021)m}{2}$$

$$d = 0.004m = 4.0mm$$

$D$ : Diámetro medio del resorte.

$$D = d_{ext} - d \quad (\text{Ec. 3-17})$$

$$D = (0.029 - 0.004)m$$

$$D = 0.025m = 25mm$$

$C$ : Índice del Resorte

$$C = \frac{D}{d} \quad \text{y} \quad 4 \leq C \leq 12 \quad (\text{Ec. 3-18})$$

De la ecuación (Ec. 3-18):

$$C = \frac{0.025m}{0.004m}$$

$$C = 12$$

El material para la fabricación del el resorte es:

Alambre de instrumento musical (AISI 1085)

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (\text{Ec. 3-19})$$

Donde:

$S_{ut}$  = Resistencia última a la tensión (MPa) <sup>41</sup>.

$A$  = Constante (Mpa).

$m$  = Exponente

---

<sup>41</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición.; pág. 477.

Si  $d = 4.0mm = 0.004m$

Entonces:

$$S_{ut} = \frac{2170MPa}{(0.004m)^{0.146}}$$

$$S_{ut} = 1772.39MPa$$

$S_y$  : Esfuerzo de tensión (MPa) <sup>42</sup>.

$$S_y = 0.75 S_{ut} \quad (\text{Ec. 3-20})$$

$$S_y = 0.75 \times 1772.39MPa$$

$$S_y = 1329.29MPa$$

$S_{sy}$  : Resistencia de fluencia a la torsión del alambre (MPa) <sup>43</sup>

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad (\text{Ec. 3-21})$$

$$S_{sy} = 0.577 \times 1329.29MPa$$

$$S_{sy} = 767.00MPa$$

Carga estática máxima correspondiente a la resistencia de fluencia:

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} \quad (\text{Ec. 3-22})$$

<sup>42</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 478.

<sup>43</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 478.



Donde:

$K_s$  = Factor de multiplicación del esfuerzo cortante.<sup>44</sup>

$C$  = Índice del resorte.

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{6.25}$$

$$K_s = 1.08$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 3-23})$$

Donde:

$\tau_{m\acute{a}x}$  = Esfuerzo máximo en el resorte (MPa).<sup>45</sup>

$F_{m\acute{a}x}$  = Carga estática máxima (N).

$D$  = Diámetro medio del resorte (m).

$d$  = Diámetro del alambre (m).

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{m\acute{a}x}} \quad (\text{Ec. 3-24})$$

Si se supone que el factor de seguridad ( $n$ ) es igual a 1, entonces:

$$S_{sy} = \tau_{m\acute{a}x}$$

$$S_{sy} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3}$$

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\pi d^3 S_{sy}}{8K_s D}$$

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\pi \times (0.004m)^3 \times 767Mpa}{8 \times 1.08 \times 0.025m}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 713.95N$$

<sup>44</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 469.

<sup>45</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 469.

Constante o módulo del resorte:

Si se supone que el número total de espiras del resorte es de 10, los dos extremos esmerilados y escuadrados, lo que implica que  $N_D$  es igual a 2.

$$N = N_T - N_D \quad (\text{Ec. 3-25})$$

Donde:

$N$  = Número de espiras activas.<sup>46</sup>

$N_T$  = Número total de espiras.

$N_D$  = Número de espiras inactivas, según el tipo de asiento.<sup>47</sup>

$$N = 10 - 2$$

$$N = 8$$

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3N} \quad (\text{Ec. 3-26})$$

Donde:

$k$  : Constante o módulo del resorte (N/m)<sup>48</sup>.

$G$  : Módulo de rigidez ( $G$ ) al corte del acero, es igual a:

$$G = 11.5 \text{ Mpsi} = 79.3 \text{ GPa} = 7.93 \times 10^{10} \text{ Pa}$$

$D$  : Diámetro medio del resorte (m).

$d$  : Diámetro del alambre (m).

$$k = \frac{79.3 \times 10^9 \text{ Pa} \times (0.004 \text{ m})^4}{8 \times (0.025 \text{ m})^3 \times 8}$$

$$k = 20300.8 \frac{N}{m}$$

<sup>46</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 475.

<sup>47</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; Fig. 10.8; pág. 476.

<sup>48</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 472.

Deformación del resorte en el caso de aplicar la máxima carga ( $F_{m\acute{a}x}$ ):

$$y = \frac{F_{m\acute{a}x}}{k} \quad (\text{Ec. 3-27})$$

$y$ : Deformación.

$$y = \frac{713.95N}{20300.8 \frac{N}{m}}$$

$$y = 0.0352m$$

$$y = 35.20mm$$

La longitud maciza del resorte ( $L_c$ ), cuando está cerrado totalmente:

$$L_c = N_T \times d \quad (\text{Ec. 3-28})$$

$N_T$  = Número total de espiras.

$d$  = Diámetro del alambre (m).

$$L_c = 10 \times 0.004m$$

$$L_c = 0.040m$$

$$L_c = 40.0mm$$

La longitud del resorte ( $L_{Fm\acute{a}x}$ ) de modo que cuando se comprima y se libere, no se produzca cambio permanente en la longitud libre:

$$L_{Fm\acute{a}x} = L_c + y \quad (\text{Ec. 3-29})$$

$$L_{Fm\acute{a}x} = (0.040 + 0.0352)m$$

$$L_{Fm\acute{a}x} = 0.0752m$$

$$L_{Fm\acute{a}x} = 75.20mm$$

La longitud libre ( $L_R$ ) del resorte sin carga:

$y_{precarga}$  : Deformación por efecto de la precarga.

$$y = \frac{F_{mín}}{k} \quad (\text{Ec. 3-30})$$

$$y_{precarga} = \frac{110N}{20300.8 \frac{N}{m}}$$

$$y_{precarga} = 0.0054m$$

$$y_{precarga} = 5.40mm$$

Si  $l_0 = 0.075m$

$$L_R = l_0 + y_{precarga} \quad (\text{Ec. 3-31})$$

$$L_R = (0.075 + 0.0054)m$$

$$L_R = 0.0804m$$

$$L_R = 80.4mm$$

Es decir, el resorte debe tener una longitud libre (sin precarga) de 80.4 mm.

$y_{máx}$  : Deformación por efecto de la fuerza máxima de trabajo.

$$y = \frac{F_{máx}}{k} \quad (\text{Ec. 3-32})$$

$$y_{máx} = \frac{590N}{20300.8 \frac{N}{m}}$$

$$y_{máx} = 0.0290m$$

$$y_{máx} = 29.0mm$$

Pandeo:

Pandeo con  $L_{F2}$

$$\frac{y}{L_{F2}} = \frac{0.0352m}{0.0752m}$$

$$\frac{y}{L_{F2}} = 0.46$$

$$\frac{L_{F2}}{D} = \frac{0.0752m}{0.025m}$$

$$\frac{L_{F2}}{D} = 3.08$$

Según la figura (10-4) del Manual de Diseño Mecánico<sup>49</sup>:

El resorte no pandea, debido a que se ubica en la zona donde no hay pandeo.

Pandeo con  $l_{Fmáx}$

$$\frac{y}{l_{Fmáx}} = \frac{0.029m}{0.050m}$$

$$\frac{y}{l_{Fmáx}} = 0.058$$

$$\frac{l_{Fmáx}}{D} = \frac{0.050m}{0.025m}$$

$$\frac{l_{Fmín}}{D} = 2$$

Según la figura (10-4) del Manual de Diseño Mecánico<sup>50</sup>:

El resorte no pandea, debido a que se ubica en la zona donde no hay pandeo.

<sup>49</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Capítulo 10; 3ª Edición; Figura 10.4; pág. 472.

<sup>50</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; Fig. 10.4; pág. 472.

Factor de seguridad estático ( $n_s$ ):

De la ecuación (Ec. 3-23)

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3}$$

Entonces:

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 1.08 \frac{8 \times 509N \times 0.025m}{\pi \times (0.004m)^3}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 546.82MPa$$

De la ecuación (Ec. 3-24)

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_{m\acute{a}x}}$$

Entonces:

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_{m\acute{a}x}}$$

$$n_s = \frac{767MPa}{546.82MPa}$$

$$n_s = 1.4$$

Factor de seguridad dinámico ( $n_d$ ):

Se supone una vida del resorte de  $50 \times 10^3$  ciclos y una confiabilidad del 99%.

Según la ecuación (Ec. 3-23):

$$\tau_{m\acute{i}n} = K_s \frac{8F_{m\acute{i}n}D}{\pi d^3}$$

$$\tau_{m\acute{i}n} = 1.08 \times \frac{8 \times 110N \times 0.025m}{\pi (0.004)^3}$$

$$\tau_{min} = 118.17 MPa$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{máx} - \tau_{mín}}{2} \quad (\text{Ec. 3-33})$$

$\tau_a$  = Esfuerzo de amplitud (MPa).

$$\tau_a = \frac{(546.82 - 118.17) MPa}{2}$$

$$\tau_a = 214.33 MPa$$

$$S_{se} = S_{se}' \times Kc \times Ke \quad (\text{Ec. 3-34})$$

$S_{se}$  : Resistencia a la fatiga.

$Kc$  : Factor de confiabilidad<sup>51</sup>.

$Ke$  : Factor de modificación por concentración de esfuerzos.

$$S_{se}' = 310 MPa$$

Se determina el valor de  $Kc$ , utilizando la (Tabla 7-7) del Manual de Diseño Mecánico.

$$Kc = 0.814$$

$$k = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad (\text{Ec. 3-35})$$

$k$  : Factor de corrección de Wahl<sup>52</sup>

$$k = \frac{4 \times 6.25 - 1}{4 \times 6.25 - 4} + \frac{0.615}{6.25}$$

$$k = 1.241$$

<sup>51</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; Tabla 7.7; pág. 319.

<sup>52</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 469.

$$k_c = \frac{k}{K_s} \quad (\text{Ec. 3-36})$$

$k_c$  = Factor de curvatura.

$K_s$  = Factor de multiplicación del esfuerzo cortante.

$$k_c = \frac{1.241}{1.08}$$

$$k_c = 1.149$$

$$Ke = \frac{1}{k_c} \quad (\text{Ec. 3-37})$$

$$Ke = \frac{1}{1.149}$$

$$Ke = 0.870$$

De la ecuación (Ec. 3-34):

$$S_{se} = 310MPa \times 0.815 \times 0.870$$

$$S_{se} = 219.54MPa$$

$$S_{sf} = N^b \times 10^c \quad (\text{Ec. 3-38})$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left[ \frac{0.85S_{su}}{S_{se}} \right] \quad (\text{Ec. 3-39})$$

$$c = \log \left[ \frac{(0.8S_{su})^2}{S_{se}} \right] \quad (\text{Ec. 3-40})$$

$$S_{su} = 0.6S_{ut}$$

$$S_{su} = 0.6 \times 1772.39MPa$$



$$S_{su} = 1063.43MPa$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left[ \frac{0.85 \times 1063.43MPa}{219.54MPa} \right]$$

$$b = -0.2048$$

$$c = \log \left[ \frac{(0.8 \times 1063.43MPa)^2}{219.54MPa} \right]$$

$$c = 3.570$$

Remplazando en la ecuación (Ec. 3-38)

$$S_{sf} = (50 \times 10^3)^{-0.2048} \times 10^{3.570}$$

$$S_{sf} = 405.18MPa$$

$$n_d = \frac{S_{sf}}{\tau_a} \quad (\text{Ec. 3-41})$$

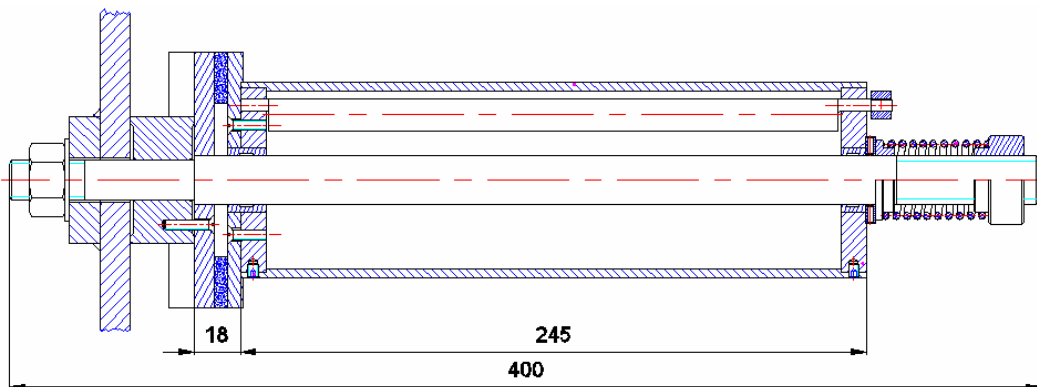
$$n_d = \frac{405.18MPa}{214.33MPa}$$

$$n_d = 1.89$$

La comprobación del diseño del resorte del eje desbobinador se la encuentra en el (ANEXO F).

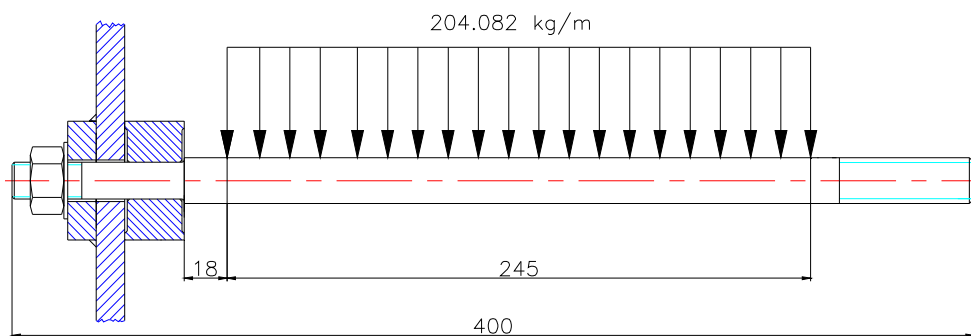
### 3.8 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE SOPORTE DEL RODILLO DE DESBOBINADO

Los ejes soportes del rodillo de desbobinado son en los cuales se montará el rodillo conjuntamente con la bobina de materia prima.



**Figura 3-12:** Esquema preliminar del eje soporte del rodillo de desbobinado<sup>53</sup>.

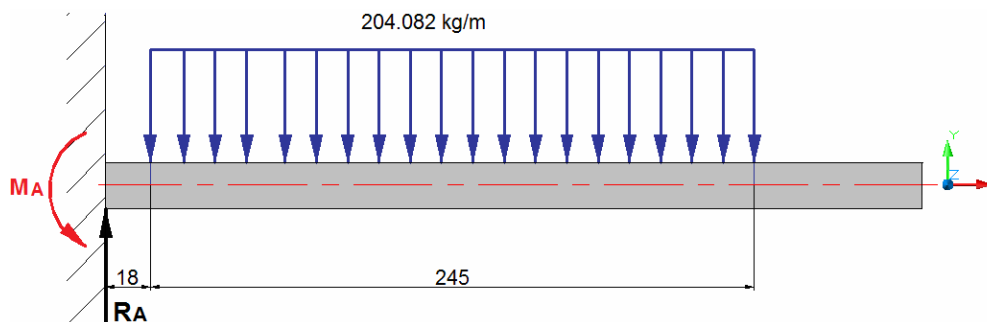
Cada bobina de materia prima puede pesar máximo<sup>54</sup> 50 kg, proporcionándonos una fuerza distribuida de 204.082 kg/m.



**Figura 3-13:** Esquema preliminar del eje soporte del rodillo de desbobinado.

<sup>53</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

<sup>54</sup> CAPÍTULO II; Parámetros Funcionales; Literal 2.3.1.



**Figura 3-14:** Diagrama de cuerpo libre del eje del rodillo de desbobinado.

Reacciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A - 204.082 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \times 0.0245 \text{m} = 0$$

$$R_A = 50 \text{kg} = 490 \text{N}$$

$$\sum M_z = 0$$

$$M_A = 50 \text{kg} \times \left( 0.018 + \frac{0.245}{2} \right) \text{m}$$

$$M_A = -7.025 \text{kg} \cdot \text{m} = -68.85 \text{N}$$

El cortante en la dirección "Y" se encuentra definido por las siguientes ecuaciones:

$$0 < x < 0.018 \text{m.}$$

$$V_x = 50 \text{kg} = 490 \text{N}$$

$$0.018 \leq x \leq 0.263 \text{m.}$$

$$V_x = 50 - 204.082(x - 0.018)$$

$$V_x = -204.082x + 53.67$$

$$V_{0.018} = 50 \text{kg} = 490 \text{N}$$

$$V_{0.263} = 0 \text{N}$$

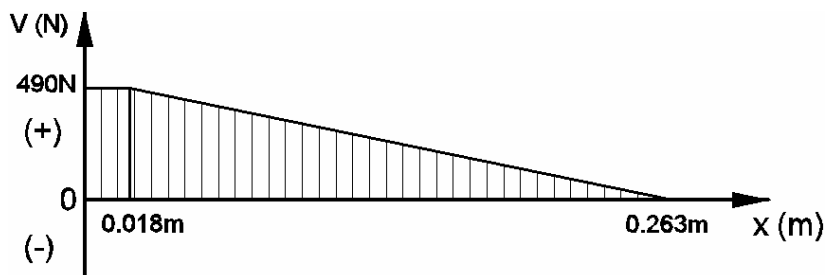


Figura 3-15: Diagrama de cortante del eje del rodillo desbobinador.

Para conocer el momento flector en cualquier punto del eje, se lo divide en pequeñas secciones para realizar el análisis y determinar la ecuación que define el momento flector en cada una de estas secciones.

$$0 < x < 0.018m.$$

$$M_x = 50x - 7.025$$

$$M_0 = -7.025kg.m = -68.85Nm$$

$$M_{0.018} = -6.125kg.m = -60.03Nm$$

$$0.018 \leq x \leq 0.263m.$$

$$M_x = -7.025 + 50x - 204.028(x - 0.018) \left( \frac{x - 0.018}{2} \right)$$

$$M_x = -102.041x^2 + 53.67x - 7.058$$

$$M_{0.018} = -6.125kg.m = -60.03Nm$$

$$M_{0.263} = 0N$$

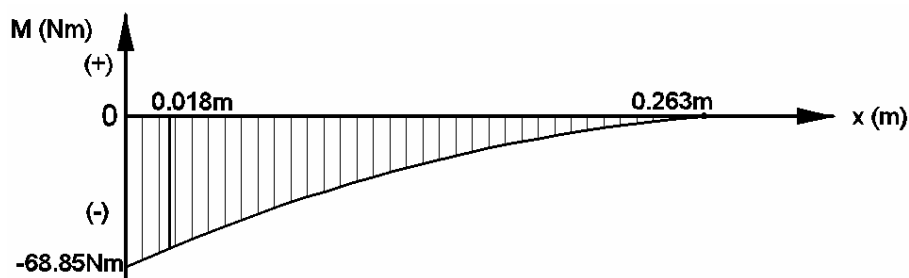


Figura 3-16: Diagrama de momento flector del eje del rodillo desbobinador.

Para el análisis por esfuerzos admisibles utilizamos el momento flector máximo:

$$M_{m\acute{a}x} = -68.85Nm$$

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometidos a cargas combinadas de flexión y torsión son<sup>55</sup>:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 3-42})$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 3-43})$$

Donde:

$\sigma_x$  = Esfuerzo de flexión

$\tau_{xy}$  = Esfuerzo de torsión

$d$  = Diámetro del eje

$M$  = Momento flexionante en la sección crítica

$T$  = Momento torsionante en la sección crítica

Para la construcción del eje se utilizará un acero AISI 1018 HR<sup>56</sup> laminado en caliente de diámetro 18 mm. Que presenta una resistencia a la fluencia  $S_y$  y  $S_{ut}$  de:

$$S_y = 32\text{kpsi} = 220.48 \text{ MPa.}$$

$$S_{ut} = 58\text{kpsi} = 399.62 \text{ MPa.}$$

Remplazando valores en la ecuación (Ec. 3-42):

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 \times 68.85 \text{ Nm}}{\pi \times (0.018 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 120.25 \text{ MPa}$$

<sup>55</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 4; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 15; 3ª Edición; pág. 729.

<sup>56</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; Tabla A-17; pág. 865.

El eje está sometido a esfuerzos de flexión, y debido a que el eje no gira el esfuerzo de torsión ( $\tau_{xy}$ ) es igual a cero.

Remplazando valores en la ecuación (Ec. 3-43):

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times 0Nm}{\pi(0.018m)^3}$$

$$\tau_{xy} = 0MPa$$

Se calcula el esfuerzo principal ( $\sigma_{máx}$ ):

$$\sigma_{máx} = \sqrt{\sigma_{máx}^2 + 3\tau_{xy,máx}^2} \quad (\text{Ec. 3-44})$$

$$\sigma_{máx} = \sqrt{(120.24MPa)^2 + 3(0)^2}$$

$$\sigma_{máx} = 120.25MPa$$

Cálculo del factor de seguridad ( $n$ ):

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{máx}} \quad (\text{Ec. 3-45})$$

$\sigma_{máx}$  = esfuerzo de flexión

$S_y$  = resistencia a la fluencia

$n$  = factor de seguridad

$$n = \frac{220.48MPa}{120.25MPa}$$

$$n = 1.83$$

### 3.9 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE MOTRIZ

El eje motriz será diseñado para que se pueda montar tres catarinas intercambiables entre si, de diferentes diámetros en uno de los extremos; dos tendrán 14 mm de diámetro interno y una de 18 mm de diámetro interno. Las catarinas se instalarán sobre el eje, dependiendo del tipo de relación de transmisión que se requiera obtener en el sistema de bobinado. A la vez se montarán dos poleas dentadas que transmitirán el movimiento desde el motor hasta el eje de arrastre, éste eje estará apoyado en dos rodamientos de bolas.

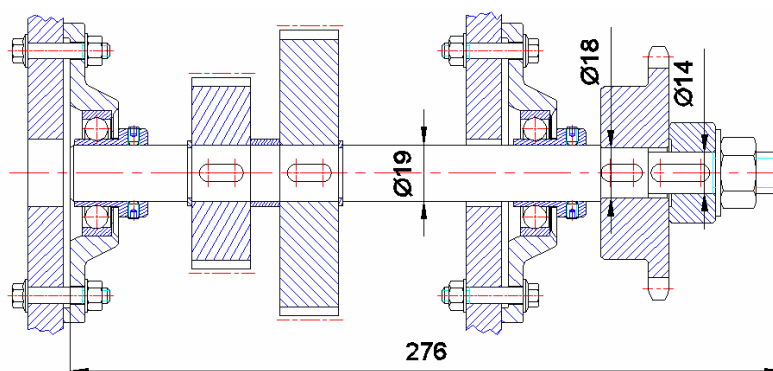


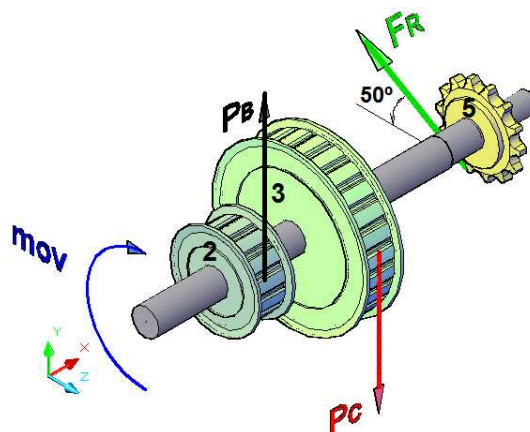
Figura 3-17: Diagrama preliminar del sistema eje motriz<sup>57</sup>.

El eje tiene cambios de sección de 19 mm a 18mm de diámetro, y de 18 mm a 14 mm de diámetro con un radio de entalle de 0.5 mm. Se empleará para la fabricación del eje acero laminado en caliente AISI 1018 HR<sup>58</sup>, donde la resistencia  $S_{ut}$  es de 58 kpsi (399.62MPa) y  $S_y$  de 32kpsi (220.48 MPa).

Las fuerzas  $P_B$  y  $P_C$  son las resultantes radiales debido a la tensión de las bandas al transmitir el movimiento, ya que se trata de bandas dentadas la fuerza se encuentra solo en uno de los extremos de la banda.

<sup>57</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

<sup>58</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; Tabla A-17; pág. 865.



**Figura 3-18:** Fuerzas de tensión que intervienen en las poleas y catarina<sup>59</sup>.

Para el cálculo de estas fuerzas se toma en cuenta la potencia que transmite cada una de ellas, es así la polea 3 transmite toda la potencia entregada por el motor, por lo tanto:

$$Pot_{polea3} = \frac{T \times rpm}{9550} \quad (\text{Ec. 3-46})^{60}$$

$$Pot_{polea3} = 1.5hp \approx 1kW$$

Despejando el torque de la ecuación (Ec. 3-47):

$$T_3 = \frac{Pot_{polea3} \times 9550}{rpm}$$

$$T_3 = \frac{1kW \times 9550}{120rpm}$$

$$T_3 = 7.96Nm$$

Si el torque es igual a:

$$T_3 = P_C \times R_{p3} \quad (\text{Ec. 3-47})$$

<sup>59</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

<sup>60</sup> JOSÉ ROLDÁN V; Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada; Editorial Paraninfo; transmisión de movimiento; pág. 249.



Donde:

$P_C$  = Fuerza radial de la polea 3

$R_{p3}$  = Radio de la polea 3 = 48.51 mm.<sup>61</sup>

Reemplazando los datos conocidos en la ecuación (Ec. 3-46):

$$7.96Nm = P_C \times \frac{48.51}{1000} m$$

$$P_C = 164.1N$$

Para encontrar la fuerza radial resultante en la polea 2, el procedimiento de cálculo es el mismo que el de la polea 3, considerando que la potencia que transmite esta polea es la necesaria para mover el sistema de arrastre, de desbobinado y rodillos guías.

$$Pot_{polea2} = 1.18hp \approx 0.88kW$$

Despejando el torque de la ecuación (3-45):

$$T_2 = \frac{Pot_{polea3} \times 9550}{rpm}$$

$$T_2 = \frac{0.88kW \times 9550}{120rpm}$$

$$T_2 = 7.00Nm$$

---

<sup>61</sup> ANEXO C: PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN DE BANDAS DENTADAS; Radio de la polea dentada de 26 dientes.

Si el torque es igual a:

$$T_2 = P_B \times R_{p2} \quad (\text{Ec. 3-48})$$

Donde:

$P_B$  = Fuerza radial de la polea 2

$R_{p3}$  = Radio de la polea 3 = 28.3 mm.<sup>62</sup>

Reemplazando los datos conocidos en la ecuación (Ec.3-47):

$$7.00Nm = P_B \times \frac{28.3}{1000}m$$

$$P_B = 247.46N$$

El momento transmitido por la catarina 5, para mover el sistema de bobinado es igual a la diferencia entre los torques transmitidos por las poleas 3 y 2, por lo tanto:

$$T_5 = T_3 - T_2$$

$$T_5 = 7.96Nm - 7.00Nm$$

$$T_5 = 0.96Nm.$$

Si el torque es igual a:

$$T_5 = F_R \times R_{C5} \quad (\text{Ec. 3-49})$$

---

<sup>62</sup> ANEXO C: PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN DE BANDAS DENTADAS; Radio de la polea dentada de 14 dientes.

Donde:

$F_R$  = Fuerza radial de la Catarina 5

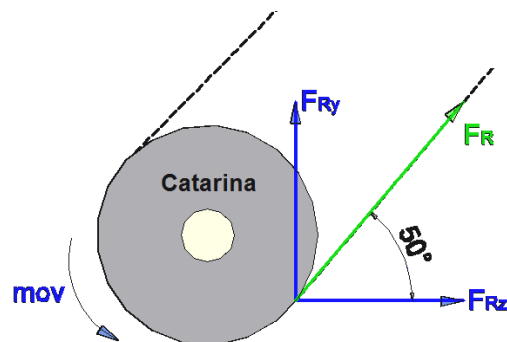
$R_{p5}$  = Radio de la Catarina 5 = 20.7 mm.

Se considera la catarina de menor diámetro debido a que es la que proporcionará la mayor fuerza

Reemplazando los datos conocidos en la ecuación (Ec. 3-48):

$$0.96Nm = F_R \times \frac{20.7}{1000}m$$

$$F_R = 46.37N$$



**Figura 3-19:** Componentes de la fuerza de tensión en la catarina, plano (yz).

$$F_{Ry} = F_R \times \cos(40^\circ)$$

$$F_{Ry} = 46.37N \times \cos(40^\circ)$$

$$F_{Ry} = 35.52N$$

$$F_{Rz} = F_R \times \sin(40^\circ)$$

$$F_{Rz} = 46.37 \times \sin(40^\circ)$$

$$F_{Rz} = 29.8N$$

Cálculo de las reacciones:

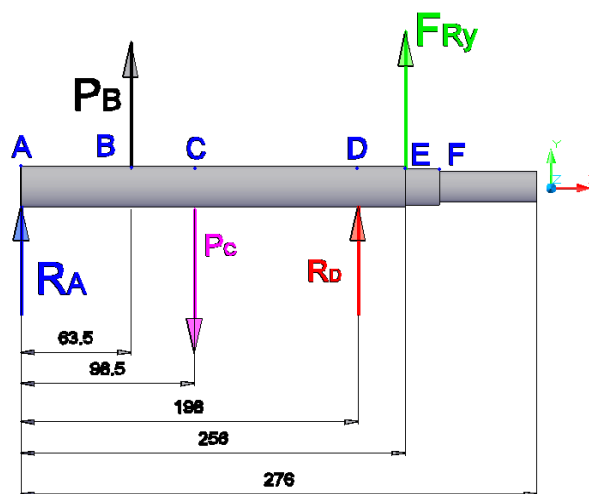


Figura 3-20: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz, plano (xy)<sup>63</sup>.

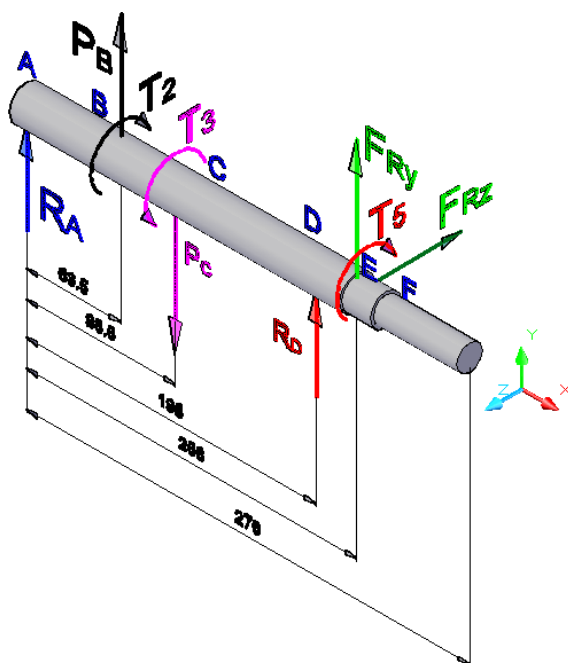


Figura 3-21: Diagrama de cuerpo libre del eje motriz, plano (xyz)<sup>64</sup>.

$$\sum F_y = 0$$

$$P_B - P_c + R_A + R_D + F_{Ry} = 0$$

$$247.46N - 164.1N + R_A + R_D + 35.52N = 0 \quad (\text{Ec. 3-50})$$

<sup>63</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

<sup>64</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

Momento en el plano xy:

$\sum M_z = 0$  ; Respecto al punto A, positivo dirección antihorario:

$$-P_B \times 0.063m + P_C \times 0.098m - R_D \times 0.198m - F_{Ry} \times 0.256m = 0$$

$$-247.46N \times 0.063m + 164.1N \times 0.098m - 35.52N \times 0.256m = R_D \times 0.198m$$

$$R_D = \frac{-15.589Nm + 16.081Nm - 9.093Nm}{0.198m}$$

$$R_D = -43.44N$$

Remplazando  $R_D$  en la ecuación (Ec.3-49), se tiene que:

$$R_A = -75.43N$$

El cortante en la dirección "Y" se encuentra definido por las siguientes ecuaciones:

$$0 < x < 0.063m.$$

$$V_x = R_A$$

$$V_x = -75.43N$$

$$0.063 \leq x < 0.098m.$$

$$V_x = 172.02N$$

$$0.098 \leq x < 0.198m.$$

$$V_x = 7.92N$$

$$0.198 \leq x < 0.256m.$$

$$V_x = -35.52N$$

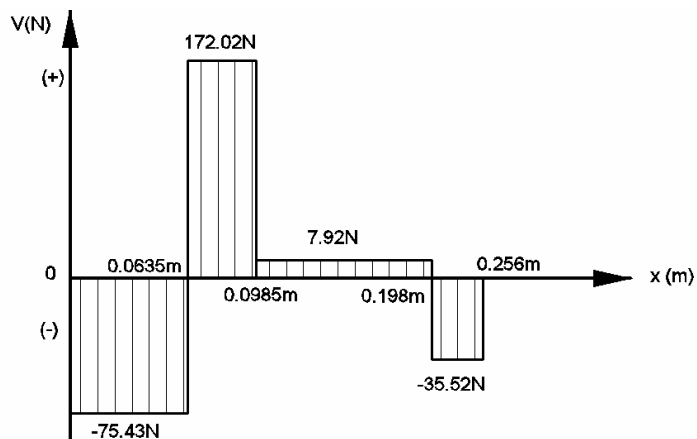


Figura 3-22: Diagrama de cortante del eje motriz.

Momento flector:

$$0 < x < 0.063m.$$

$$M_x = -75.44x$$

$$0.063 \leq x < 0.098m.$$

$$M_x = 172.02x - 15.59$$

$$0.098 \leq x < 0.198m.$$

$$M_x = 7.92x + 0.49$$

$$0.198 \leq x < 0.256m$$

$$M_x = -35.52x + 9.09Nm$$

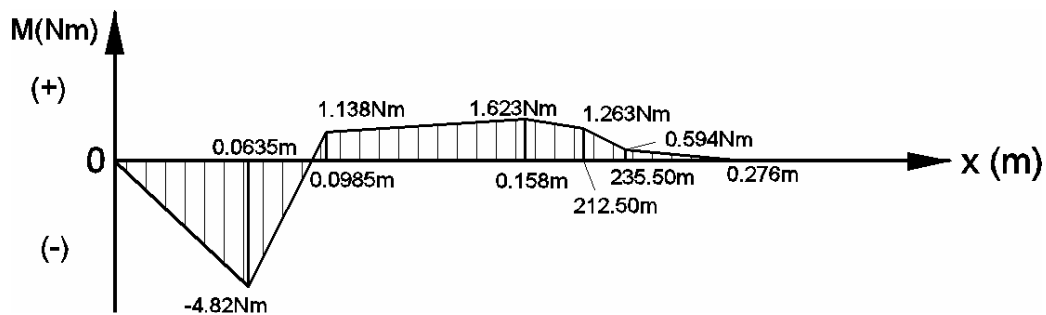


Figura 3-23: Diagrama de momento flector del eje motriz.

Para el análisis por esfuerzos admisibles se emplea el momento flector máximo en la sección B, E y F:

$$M_{m\acute{a}x} = M_B = 4.75Nm$$

$$M_E = 1.56Nm$$

$$M_F = 0.75Nm$$

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometidos a cargas combinadas de flexión y torsión son<sup>65</sup>:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 3-51})$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 3-52})$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_B = \frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi d_B^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 \times 4.75Nm}{\pi \times (0.019m)^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 7.05MPa$$

$$\sigma_E = \frac{32M_E}{\pi d_E^3}$$

$$\sigma_E = \frac{32 \times 1.56Nm}{\pi \times (0.018m)^3}$$

$$\sigma_E = 2.72MPa$$

---

<sup>65</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 4; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 15; 3ª Edición; pág. 729.

$$\sigma_F = \frac{32M_F}{\pi d_F^3}$$

$$\sigma_F = \frac{32 \times 0.75 Nm}{\pi \times (0.014 m)^3}$$

$$\sigma_F = 2.78 MPa$$

Se selecciona el factor de concentración de esfuerzos ( $k_t$ )<sup>66</sup>, y de esta manera determinar la sección crítica utilizando las relaciones  $\frac{r}{d}$  y  $\frac{D}{d}$ .

Sección E:

En este punto existe un cambio de sección de 19mm a 18mm, el radio igual a 0.5 mm.

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5 mm}{18 mm} = 0.027$$

$$\frac{D}{d} = \frac{19 mm}{18 mm} = 1.06$$

$$k_{t_E} = 1.8$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5 mm}{14 mm} = 0.036$$

$$\frac{D}{d} = \frac{18 mm}{14 mm} = 1.29$$

$$k_{t_F} = 1.9$$

Entonces el esfuerzo en la sección E y sección F es igual a:

$$\sigma_E = 1.8 \times 2.72 MPa$$

$$\sigma_E = 4.9 MPa$$

$$\sigma_F = 1.9 \times 2.78 MPa$$

$$\sigma_F = 5.28 MPa$$

---

<sup>66</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; pág. 886; Tabla A-26; Figura A-29-9.



De esta manera se puede comprobar que el esfuerzo en la sección B es mayor que los esfuerzos existentes en las secciones E y F.

$$\sigma_{m\acute{a}x} > \sigma_F > \sigma_E$$

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga ( $Se$ )<sup>67</sup> y del límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria ( $Se'$ )<sup>68</sup>:

$$Se = Se' \times k_a \times k_b \times k_c \quad (\text{Ec. 3-53})$$

$$Se' = 0.5S_{ut} \text{ si } S_{ut} \leq 200kpsi \quad (\text{Ec. 3-54})$$

Se emplea acero AISI 1018 HR laminado en caliente:

$$Se' = 0.5(58kpsi) = 29kpsi = 199.81MPa$$

Si  $S_{ut}$  del acero es 58 kpsi, entonces se selecciona ( $k_a$ )<sup>69</sup>:

$$k_a = 0.7$$

Determinación del factor de tamaño ( $k_b$ )<sup>70</sup>:

$$k_b = 1.189d^{-0.097} \text{ si } 8 < d \leq 250mm \quad (\text{Ec. 3-55})$$

$$k_b = 1.189 \times (19mm)^{-0.097} = 0.89$$

Si la confiabilidad es del 50%, se escoge ( $k_c$ )<sup>71</sup>.

<sup>67</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 307.

<sup>68</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 294.

<sup>69</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; Figura 7-10; pág. 308

<sup>70</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 313.

<sup>71</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; Tabla 7-7; pág. 319

$$k_c = 1$$

Cálculo de  $S_e$  empleando la ecuación (Ec. 3-52):

$$S_e = 29kpsi \times 0.7 \times 0.89 \times 1$$

$$S_e = 18.06kpsi = 124.48MPa$$

El esfuerzo de torsión, se determina utilizando la ecuación (Ec. 3-51):

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times 7.96Nm}{\pi(0.019m)^3} = 5.91MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal de amplitud ( $\sigma'_a$ ).

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_{xy_a}^2} \quad (\text{Ec. 3-56})$$

$$\sigma_a = \sigma_{m\acute{a}x}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(7.05MPa)^2 + 3(5.19MPa)^2}$$

$$\sigma'_a = 11.42MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal medio ( $\sigma'_m$ ):

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_{xy_m}^2} \quad (\text{Ec. 3-57})$$

Considerando que es un esfuerzo fluctuante con inversión completa, ya que el eje se encuentra girando, el esfuerzo medio  $\sigma_m$  es igual a cero.

$$\sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xy_m}^2} = \sqrt{3(5.91MPa)^2}$$

$$\sigma'_m = 10.24MPa$$

Como  $Se' > \sigma'_a > \sigma'_m$ , entonces el eje tiene vida infinita.

$$S_a = \frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} \times S_m \quad (\text{Ec. 3-58})$$

$$S_a = -\frac{Se}{S_{ut}} \times S_m + Se \quad (\text{Ec. 3-59})$$

Se calcula la amplitud de resistencia ( $S_a$ ) y resistencia media ( $S_m$ ) aplicando el diagrama de Goodman modificado<sup>72</sup>.

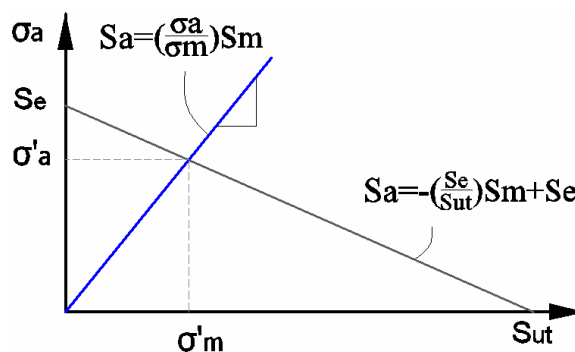


Figura 3-24: Diagrama de Goodman modificado.

$$S_a = \frac{12.5MPa}{10.24MPa} \times S_m = 1.12S_m$$

$$S_a = -\frac{124.48MPa}{399.62MPa} \times S_m + 124.48MPa$$

<sup>72</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 331.

Entonces:

$$S_a = 97.69MPa$$

$$S_m = 87.22MPa$$

Por lo tanto el factor de seguridad ( $n$ ) para tener en cuenta la incertidumbre en la resistencia.

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (\text{Ec. 3-60})$$

$$n = \frac{97.69MPa}{11.42MPa} = 8.5$$

### 3.10 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE SOPORTE DEL RODILLO DE ARRASTRE

El eje soporte del rodillo de arrastre es aquel donde montará principalmente una de las poleas de transmisión de potencia y el rodillo de arrastre, el eje estará apoyado en dos puntos por medio de soportes con rodamientos de bolas.

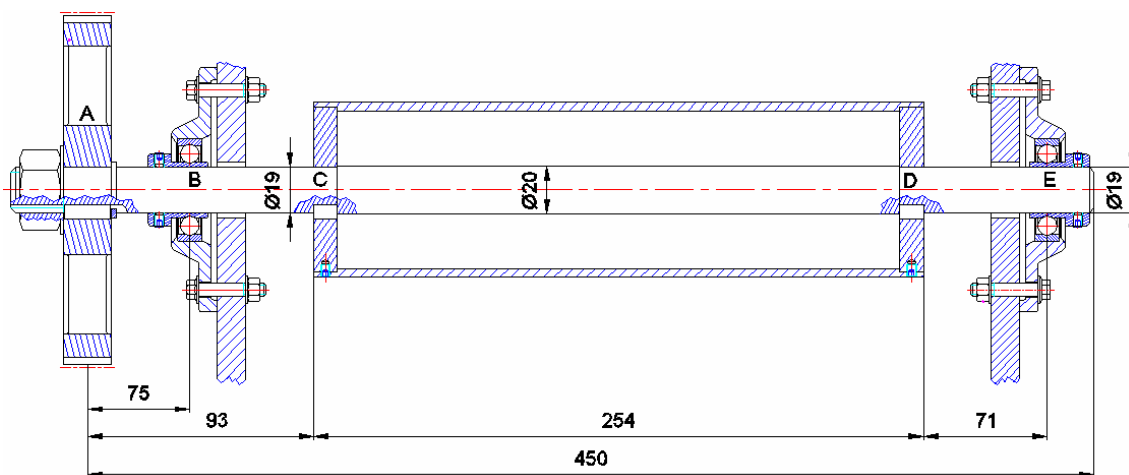


Figura 3-25: Esquema preliminar del rodillo de arrastre<sup>73</sup>.

<sup>73</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

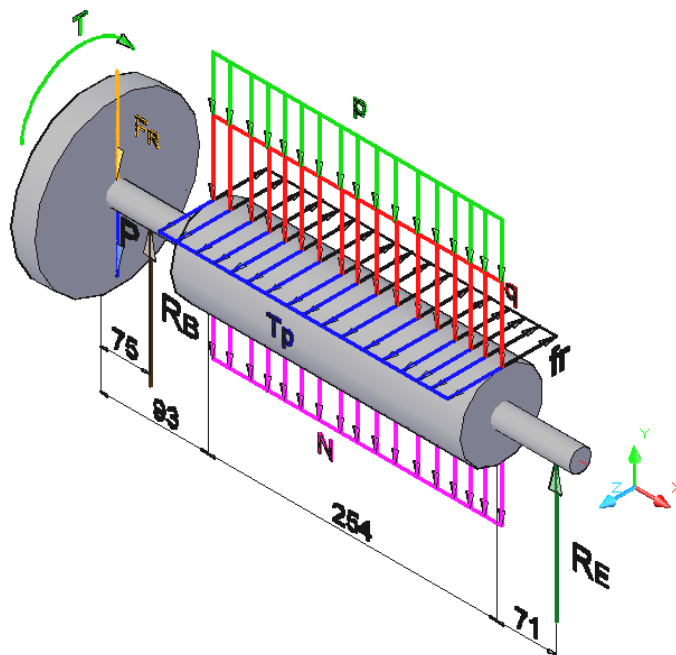


Figura 3-26: Fuerzas que actúan sobre el rodillo de arrastre<sup>74</sup>.

De acuerdo al diagrama anterior:

$F_R$ : Fuerza radial = 247.47 N

$P_p$ : Peso de la polea = 26.1N<sup>75</sup>

$T$ : Torque que se origina por la transmisión de movimiento = 7 Nm;

$P_T$ : Fuerza debida al peso del rodillo de arrastre ( $m = 1.85 \text{ kg}$ <sup>76</sup>) que proporciona una carga distribuida de 71.378 N/m

$N$ : Para que el papel pueda ser arrastrado, se requiere de una fuerza normal que genere la fuerza de rozamiento necesaria para evitar que el papel resbale.

$q$ : Fuerza distribuida en el rodillo presor, que es de 34,61 N/m.

<sup>74</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

<sup>75</sup> ANEXO D: CATARINAS SELECCIONADAS; Metric Sprockets; Peso de la polea, 2.60Kg,

<sup>76</sup> CAPÍTULO III; Diseño detallado; Resultados de inercia total de rodillos de arrastre; Tabla 3-8.

$f_r$ : Fuerza de rozamiento

$T_p$ : Fuerza de tensión del papel 85.35 N.<sup>77</sup>

El eje tiene cambios de sección de 20 mm a 19 mm de diámetro con un radio de entalle de 0.5 mm. Para su fabricación se utilizará acero laminado en caliente AISI 1018 HR<sup>78</sup>, donde las propiedades de resistencia son:

$$S_u = 58kpsi = 399.62MPa \quad y$$

$$S_y = 32kpsi = 220.48MPa$$

El rodillo presor tiene un peso de 12.67 N<sup>79</sup> y actúa sobre el rodillo de arrastre.

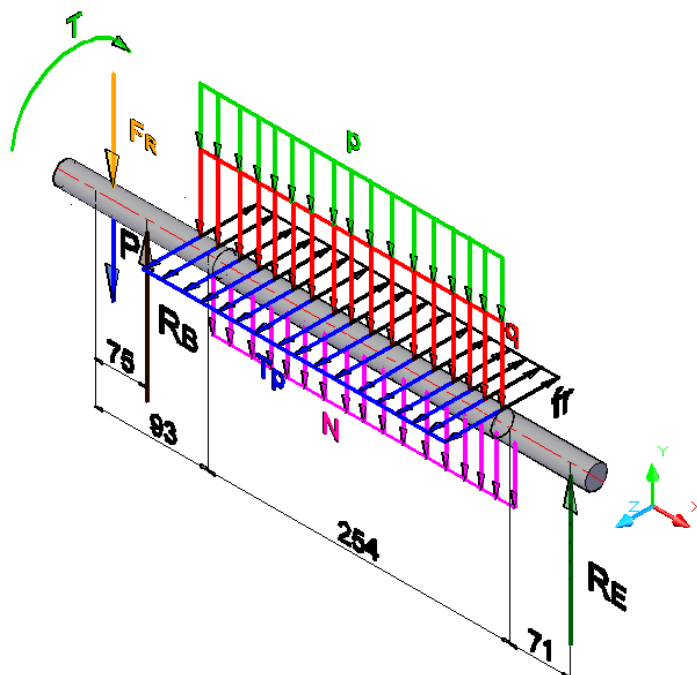


Figura 3-27: Diagrama de cuerpo libre del eje de rodillo de arrastre<sup>80</sup>.

<sup>77</sup> CAPÍTULO III; Tensión que se aplica al papel durante el arranque, Literal 3-5.

<sup>78</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; Tabla A-17; pág. 865.

<sup>79</sup> CAPÍTULO III; Dimensionamiento del eje del rodillo presor, Literal 3.13.

<sup>80</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

Reacciones:

$$\sum F_z = 0$$

$$T_p - f_r = 0$$

Donde:

$T_p$  = Fuerza de tensión del papel.

$f_r$  = Fuerza de rozamiento.

$$T_p = f_r$$

$$f_r = 85.35N$$

Si el coeficiente de rozamiento entre el acero y el papel<sup>81</sup> es igual 0.7, la normal necesaria para producir esa fuerza de rozamiento es igual a:

$$N = \frac{f_r}{\mu} = \frac{85.35N}{0.7}$$

$$N = 122N$$

$N'$  = Fuerza normal distribuida.

$$N' = \frac{122N}{0.254m} = 480.32 \frac{N}{m}$$

$$\sum F_y = 0$$

---

<sup>81</sup> ANEXO J: COEFICIENTE DE ROZAMIENTO ENTRE TIPOS DE MATERIALES.

$$-F_R - P + R_B - x(q + N' + p) + R_E = 0$$

$$-247.47N - 26.1N + R_B - 18.13N - 122N - 12.67N + R_E = 0$$

$$R_B + R_E = 313.54N$$

Despejando  $R_E$  :

$$R_E = 313.54N - R_B \quad (\text{Ec. 3-61})$$

Momento en el plano xy:

$$\sum M_z = 0$$

$$0.075R_B - 0.220(Q + N + F) + 0.450R_E = 0$$

$$0.075m \times R_B - 0.220m \times (18.13 + 122 + 12.67)N + 0.450R_E = 0 \quad (\text{Ec. 3-62})$$

Reemplazando  $R_E$  en la ecuación (Ec. 3-63), entonces:

$$R_B = 352.94N \quad y$$

$$R_E = -39.4N$$

El cortante en la dirección "Y" se encuentra definido por las siguientes ecuaciones:

$$0 < x < 0.075m.$$

$$V_x = -F_R - P = -247.47N - 26.1N$$

$$V_x = -273.57N$$

$$0.075 < x < 0.093m.$$

$$V_x = -F_R - P + R_B = -247.47N - 26.1N + 352.94N$$

$$V_x = 79.37N$$



$$0.093 < x < 0.347m.$$

$$V_x = -F_R - P + R_B - (x - 0.093) \times (q + N' + p)$$

$$V_x = -247.47N - 26.1N + 26.1N - (x - 0.093)m \times (71.37 + 480.32 + 34.61) \frac{N}{m}$$

$$V_x = 93.913 - 156.38x$$

$$V_{0.093} = 79.37N$$

$$V_{0.347} = 39.4N$$

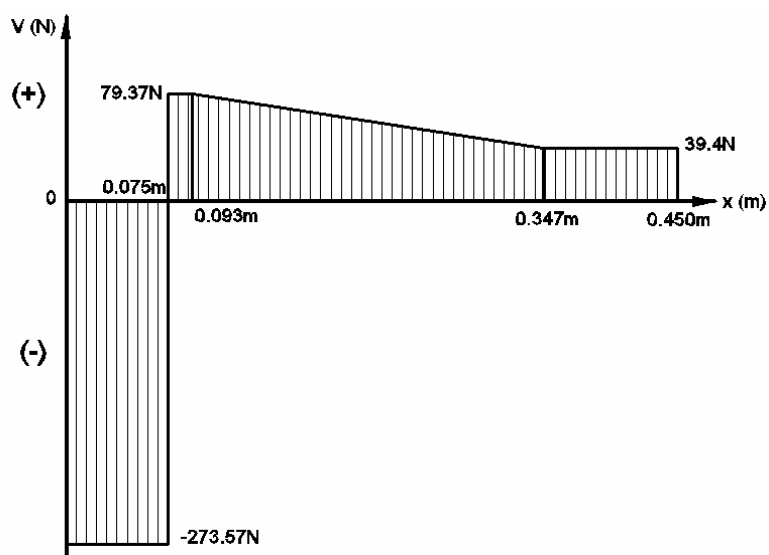


Figura 3-28: Diagrama de cortante del eje de arrastre.

Momento flector:

$$0 < x < 0.075m.$$

$$M_x = -F_R x - Px = -(247.47N + 26.1N) \times x$$

$$M_o = 0Nm$$

$$M_{0.075} = -20.52Nm$$

$$0.075 < x < 0.093m.$$

$$M_x = -F_R x - Px + R_B (x - 0.075) = -(247.47N + 26.10N) \times x + 352.94N(x - 0.075)$$

$$M_x = 79.37x - 26.47$$

$$M_{0.075} = -20.52Nm$$

$$M_{0.093} = -19.08Nm$$

$$0.093 < x < 0.347m.$$

$$M_x = -F_R x - Px + R_B(x - 0,075) - (q + N' + p)(x - 0.093)$$

$$M_x = -(247.47N + 26.10N) \times x + 352.94N(x - 0.075) - (71.37 + 480.32 + 34.61) \frac{N}{m} (x - 0.093) \frac{(x - 0.0093)}{2}$$

$$M_x = -78.19x^2 + 93.91x - 27.14$$

$$M_{0.093} = -19.08Nm$$

$$M_{0.347} = -3.97Nm$$

$$0.347 < x < 0.450m.$$

$$M_x = -(q + N' + p)(x - 0.347) \frac{(x - 0.347)}{2}$$

$$M_x = -78.19x^2 + 54.51x - 13.47$$

$$M_{0.347} = -3.97Nm$$

$$M_{0.450} = -4.77Nm$$

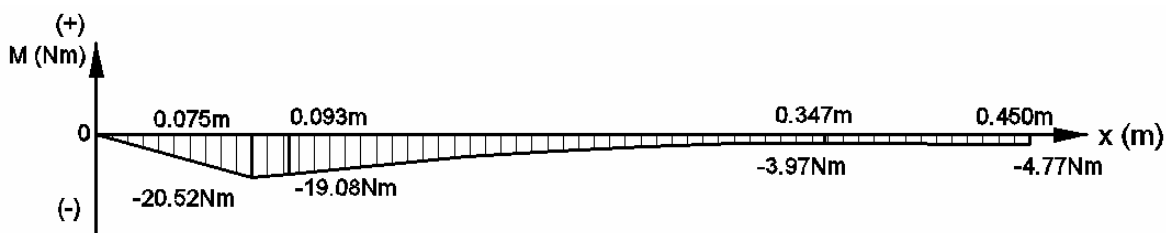


Figura 3-29: Diagrama de momento flector del eje de arrastre.

Para el análisis por esfuerzos admisibles se utiliza el momento flector máximo en la sección B y C:

$$M_{máx} = M_B = 20.52Nm$$

$$M_C = 19.08Nm$$

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometidos a cargas combinadas de flexión y torsión<sup>82</sup> son:

<sup>82</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Tomo 4; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 15; pág. 729.

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 3-63})$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 3-64})$$

Donde:

$\sigma_x$  = Esfuerzo de flexión

$\tau_{xy}$  = Esfuerzo de torsión

$d$  = Diámetro del eje

$M$  = Momento flexionante en la sección crítica

$T$  = Momento de torsión en la sección crítica

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_B = \frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi d_B^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 \times 20.52 Nm}{\pi \times (0.019m)^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 30.47 MPa$$

$$\sigma_C = \frac{32M_C}{\pi d_C^3}$$

$$\sigma_C = \frac{32 \times 19.08 Nm}{\pi \times (0.019m)^3}$$

$$\sigma_C = 28.33 MPa$$

Se selecciona el factor de concentración de esfuerzos ( $k_t$ )<sup>83</sup>, y de esta manera determinar la sección crítica utilizando las relaciones  $\frac{r}{d}$  y  $\frac{D}{d}$

### Sección C

En este punto existe un cambio de sección de 20mm a 19mm, el radio igual a 0.5 mm.

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5mm}{19mm} = 0.0263$$

$$\frac{D}{d} = \frac{20mm}{19mm} = 1.052$$

$$k_t = 2.1$$

Entonces el esfuerzo en la sección C es igual a:

$$\sigma_C = 2.1 \times 28.33MPa$$

$$\sigma_C = 59.49MPa$$

Entonces:

$$\sigma_C > \sigma_{m\acute{a}x}$$

Es decir el mayor esfuerzo se tiene en la sección C.

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga ( $Se$ ):

$$Se = Se' \times k_a \times k_b \times k_c \times k_e \quad (\text{Ec. 3-65})$$

$$Se' = 0.5S_{ut} \quad \text{si } S_{ut} \leq 200kpsi \quad (\text{Ec. 3-66})$$

<sup>83</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; pág. 886; Tabla A-26; Figura A-29-9.

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga<sup>84</sup>.

$S_e'$  = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria<sup>85</sup>.

$k_a$  = Factor de superficie.

$k_b$  = Factor de tamaño.

$k_c$  = Factor de confiabilidad.

$k_e$  = Factor de modificación por concentración del esfuerzo<sup>86</sup>.

Se emplea acero AISI 1018 HR

$$S_e' = 0.5(58kpsi) = 29kpsi = 199.81MPa$$

Si  $S_{ur}$  del acero es 58 kpsi y laminado en caliente, entonces se selecciona ( $k_a$ )<sup>87</sup>:

$$k_a = 0.7$$

Determinación del factor de tamaño ( $k_b$ )<sup>88</sup>:

$$k_b = 1.189d^{-0.097} \text{ si } 8 < d \leq 250\text{mm} \quad (\text{Ec. 3-67})$$

$$k_b = 1.189 \times (19\text{mm})^{-0.097} = 0.89$$

Si la confiabilidad es del 50%, escogemos ( $k_c$ )<sup>89</sup>:

$$k_c = 1$$

<sup>84</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; pág. 307.

<sup>85</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; pág. 294.

<sup>86</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; pág. 322.

<sup>87</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; Figura 7-10; pág. 308

<sup>88</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; pág. 313.

<sup>89</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; Tabla 7-7; pág. 319

Se calcula  $(k_e)^{90}$ :

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad (\text{Ec. 3-68})$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (\text{Ec. 3-69})$$

$K_f$  = Factor de reducción de resistencia a fatiga.

$k_t$  = Factor de concentración de esfuerzos.

$q$  = Sensibilidad a las ranuras<sup>91</sup>.

Si el radio en el cambio de sección del eje es 0.5 mm (0.02 pulg.) y  $S_{ut} = 58$  kpsi.

$$q = 0.55$$

El factor de modificación por concentración del esfuerzo por flexión ( $k_e$ ) es:

$$K_f = 1 + 0.55(2.1 - 1) = 1.6$$

$$k_e = \frac{1}{1.6} = 0.62$$

Selección del factor de concentración del esfuerzo por torsión ( $k_{ts}$ )<sup>92</sup>:

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5\text{mm}}{19\text{mm}} = 0.0263$$

<sup>90</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; pág. 322.

<sup>91</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Ed. Mc Graw Hill; Tomo II; Capítulo 7; Figura 7-18; pág. 323

<sup>92</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Ed. Mc Graw Hill; Tabla A-26; Figura A-29-9; pág. 886.

$$\frac{D}{d} = \frac{20\text{mm}}{19\text{mm}} = 1.052$$

$$k_{ts} = 2.1$$

Se selecciona  $(q_s)^{93}$  si el radio de ranura es de 0.5 mm:

$$q_s = 0.9$$

Remplazando  $q_s$  y  $k_{ts}$  en la ecuación (Ec. 3-68):

$$K_{fs} = 1 + 0.9(2.1 - 1) = 1.9$$

$$k_{es} = \frac{1}{1.9} = 0.5$$

El factor de concentración total del esfuerzo en la sección C está dado por el producto por el factor de concentración del esfuerzo por flexión y torsión

$$k_{eT} = k_e \times k_{es} \quad (\text{Ec. 3-70})$$

$$k_{eT} = 0.62 \times 0.5 = 0.31$$

Cálculo de  $(Se)$  empleando la ecuación (Ec. 4-64):

$$Se = 29\text{kpsi} \times 0.7 \times 0.89 \times 1 \times 0.31$$

$$Se = 5.60\text{kpsi} = 38.59\text{MPa}$$

El esfuerzo de torsión se determina utilizando la ecuación (Ec. 3-63):

---

<sup>93</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Ed. Mc Graw Hill; Tomo II; Tabla A-26; Figura 7-19; pág. 324.

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times 7 Nm}{\pi (0.019 m)^3} = 5.19 MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal de amplitud ( $\sigma'_a$ ).

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_{xy_a}^2} \quad (\text{Ec. 3-71})$$

$$\sigma_a = \sigma_c$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(28.33 MPa)^2 + 3(5.19 MPa)^2}$$

$$\sigma'_a = 29.72 MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal de medio  $\sigma'_m$ .

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_{xy_m}^2} \quad (\text{Ec. 3-72})$$

Considerando que es un esfuerzo fluctuante con inversión completa, ya que el eje se encuentra girando, el esfuerzo medio ( $\sigma_m$ ) es igual a cero.

$$\sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xy_m}^2} = \sqrt{3(5.19 MPa)^2}$$

$$\sigma'_m = 9 MPa$$

Como  $Se' > \sigma'_a > \sigma'_m$  entonces el eje tiene vida infinita.

$$S_a = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \times S_m \quad (\text{Ec. 3-73})$$

$$S_a = -\frac{Se}{S_{ut}} \times S_m + Se \quad (\text{Ec. 3-74})$$

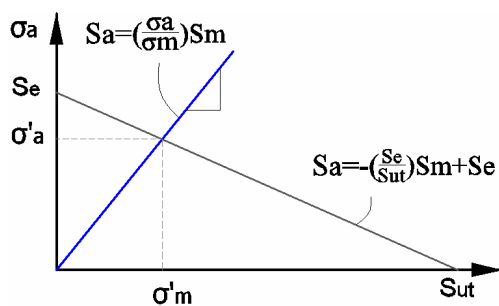


Donde:

$S_a$  = Amplitud de resistencia.

$S_m$  = Resistencia media.

Empleando el diagrama de Goodman modificado<sup>94</sup>



**Figura 3-30:** Diagrama de Goodman modificado.

$$S_a = \frac{27.72MPa}{9MPa} \times S_m = 3.08S_m$$

$$S_a = -\frac{38.59MPa}{399.62MPa} \times S_m + 38.59MPa$$

Entonces:

$$S_a = 43.48MPa$$

$$S_m = 14.12MPa$$

Por lo tanto el factor de seguridad ( $n$ ) para tener en cuenta la incertidumbre en la resistencia.

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (\text{Ec. 3-75})$$

$$n = \frac{43.48MPa}{27.72MPa} = 1.6$$

<sup>94</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mac Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 331.

### 3.11 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE SOPORTE DEL BOBINADOR.

Sobre éste eje está montado el sistema de regulación de tensión y un mandril encargado de sujetar los ejes de bobinado.

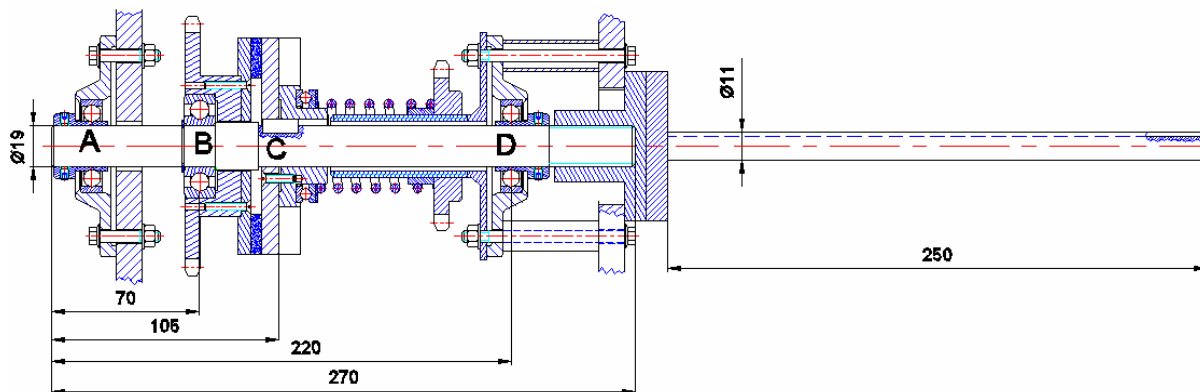


Figura 3-31: Esquema preliminar del sistema de bobinado<sup>95</sup>.

Los ejes de bobinado son intercambiables entre sí, según las necesidades del operario, son de 11, 38 y 76mm de diámetro.

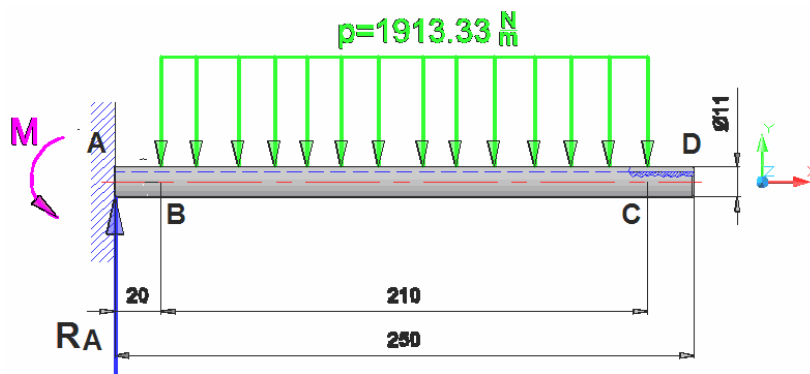


Figura 3-32: Diagrama de cuerpo libre del eje de bobinado<sup>96</sup>.

La bobina de papel resultante para el caso del eje de bobinado de mayor diámetro tiene un ancho de 210 mm y peso de 41kg<sup>97</sup>, este peso origina un momento flector en el extremo acoplado al mandril de sujeción, el cual a su vez lo transmite al eje soporte del bobinador.

<sup>95</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

<sup>96</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

<sup>97</sup> CAPÍTULO II; Parámetros funcionales; Literal 2.3.1.

Este momento es igual a:

$$M = F \times \frac{L}{2}$$

Donde:

$F$  = Fuerza debida al peso de la bobina.

$L$  = longitud del eje de bobinado

$M$  = Momento

Si  $L = 250mm$  y

$$F = 41Kg \times 9.8 \frac{m}{s^2} = 401.8N$$

Entonces:

$$M = 401.8N \times \frac{0.25m}{2}$$

$$M = 50.23Nm$$

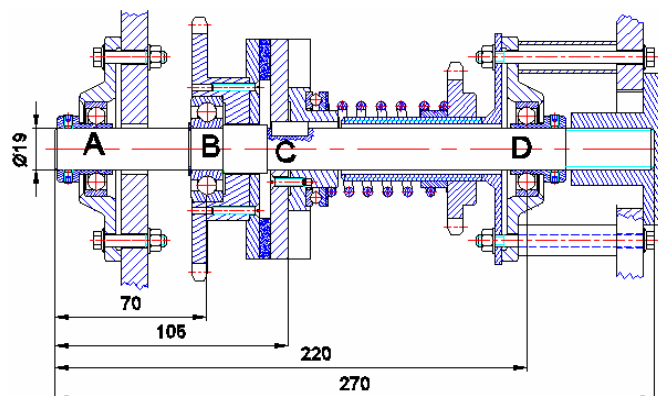


Figura 3-33: Diagrama preliminar eje motriz del bobinador.

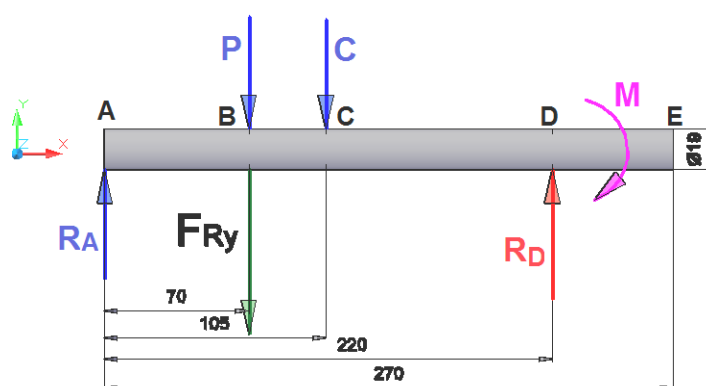


Figura 3-34: Diagrama de cuerpo libre del eje soporte del bobinador plano (xy).

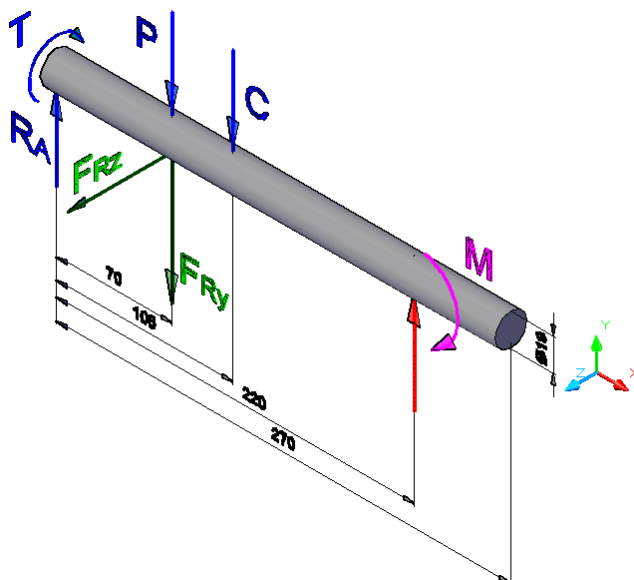


Figura 3-35: Diagrama de cuerpo libre del eje soporte del bobinador plano (xyz)<sup>98</sup>.

<sup>98</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

En el diagrama anterior:

$P$ : Peso de la catarina<sup>99</sup> = 29.4 N

$C$ : Peso del Sistema de control de tensión<sup>100</sup> = 22.83N.

$F_{Ry}$ : Fuerza radial en la dirección  $y$ <sup>101</sup> = 35.53N

Reacciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_A + P + C - R_D + F_{Ry} = 0$$

$$R_A + R_D = 29.4N + 22.83N + 35.53N$$

$$R_A + R_D = 87.76N$$

Despejando  $R_A$

$$R_A = 87.76N - R_D \quad (\text{Ec. 3-76})$$

Momento en el plano  $xy$ :

$$\sum M_z = 0$$

$$-0.070(F_{Ry} + P) - 0.105C + 0.220R_D - 50.23 = 0$$

$$-0.070m(35.53N + 29.4N) - 0.105m(22.83N) + 0.220R_D - 50.23 = 0$$

$$R_D = 259.88N$$

<sup>99</sup> ANEXO D; CATARINAS SELECCIONADAS; Metric sprockets.

<sup>100</sup> CAPÍTULO III; Inercia del eje de bobinado; Literal 3.3.4.1; Tabla 3.9.

<sup>101</sup> CAPÍTULO III; Dimensionamiento del eje motriz; Literal 3.9.

Reemplazando  $R_D$  en la ecuación (Ec. 3-75)

$$R_A = -172.12N$$

Cálculo del cortante:

$$0 < x < 0.070m.$$

$$V_x = R_A$$

$$V_x = -172.12N$$

$$0.070 < x < 0.105m.$$

$$V_x = R_A - (F_{R_y} + P) = -172.12N - (35.53 + 29.4)N$$

$$V_x = -236.95N$$

$$0.105 < x < 0.220m.$$

$$V_x = R_A - (F_{R_y} + P) - C = -172.12N - (35.53 + 29.4)N - 22.83N$$

$$V_x = -259.87N$$

$$0.220 < x < 0.270m.$$

$$V_x = R_A - (F_{R_y} + P) - C + R_D$$

$$V_x = -172.12N - (35.53 + 29.4)N - 22.83N + 259.88N$$

$$V_x = 0N$$

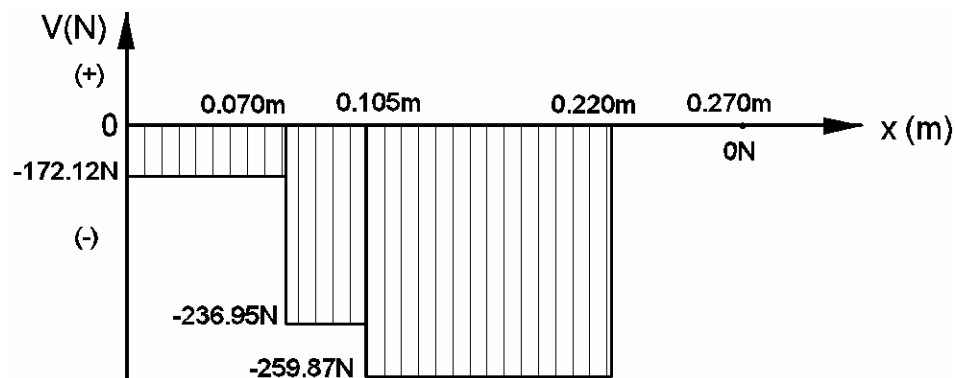


Figura 3-36: Diagrama de cortante del eje soporte del bobinador.

Momento flector:

$$0 < x < 0.070m.$$

$$M_x = R_A x$$

$$M_x = -172.12x$$

$$M_0 = 0Nm$$

$$M_{0.070} = -12.04Nm$$

$$0.070 < x < 0.105m.$$

$$M_x = R_A x - (F_{R_y} + P)(x - 0.070)$$

$$M_x = -172.12Nx - (35.53 + 29.4)N(x - 0.070)$$

$$M_{0.070} = -12.04Nm$$

$$M_{0.105} = -20.33Nm$$

$$0.105 < x < 0.220m.$$

$$M_x = R_A x - (F_{R_y} + P)(x - 0.070) - C(x - 0.105)$$

$$M_x = -172.12Nx - (35.53 + 29.4)N(x - 0.070) - 22.83N(x - 0.105)$$

$$M_{0.105} = -20.33Nm$$

$$M_{0.220} = -50.20Nm$$

$$0.220 < x < 0.270m.$$

$$M_x = R_A x - (F_{R_y} + P)(x - 0.070) - C(x - 0.105) + R_D(x - 0.220)$$

$$M_x = -172.12Nx - (35.53 + 29.4)N(x - 0.070) - 22.83N(x - 0.105) + 259.88N(x - 0.220)$$

$$M_x = -50.20Nm$$

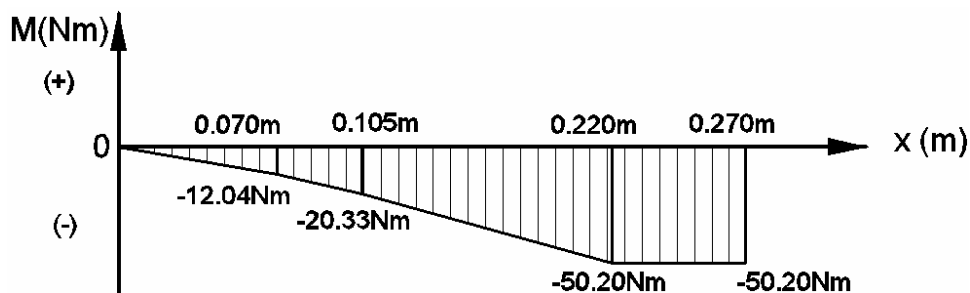


Figura 3-37: Diagrama de momento flector del eje soporte del bobinador.

Para el análisis por esfuerzos admisibles utilizamos el momento flector máximo en la sección D:

$$M_{m\acute{a}x} = M_D = 50.20Nm$$

Para calcular los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometidos a cargas combinadas de flexión y torsión se emplea las ecuaciones (Ec. 3-64) y (Ec. 3-65).

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_D = \frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi d_D^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 \times 50.20Nm}{\pi \times (0.019m)^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 74.54MPa$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times 18.38Nm}{\pi (0.019m)^3} = 13.65MPa$$

Es decir el mayor esfuerzo se tiene en la sección D.

Para el diseño se empleará acero AISI 1018 HR<sup>102</sup> laminado en caliente, cuyas propiedades de resistencia son:

$$S_{ut} = 58kpsi = 399.62MPa \quad y$$

---

<sup>102</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; Tabla A-17; pág. 865.



$$S_y = 32kpsi = 220.48MPa$$

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga ( $Se$ )<sup>103</sup> y del límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria ( $Se'$ )<sup>104</sup>.

$$Se = Se' \times k_a \times k_b \times k_c \quad (\text{Ec. 3-77})$$

$$Se' = 0.5S_{ut} \text{ si } S_{ut} \leq 200kpsi \quad (\text{Ec. 3-78})$$

$$Se' = 0.5(58kpsi)$$

$$Se' = 29kpsi = 199.81MPa$$

Si  $S_{ut}$  del acero laminado en caliente es 58 kpsi, se selecciona el factor de superficie ( $k_a$ )<sup>105</sup>:

$$k_a = 0.7$$

Factor de tamaño ( $k_b$ )<sup>106</sup>:

$$k_b = 1.189d^{-0.097} \text{ si } 8 < d \leq 250mm \quad (\text{Ec. 3-79})$$

$$k_b = 1.189 \times (19mm)^{-0.097}$$

$$k_b = 0.89$$

Si la confiabilidad es del 50%, se escoge ( $k_c$ )<sup>107</sup>.

<sup>103</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 307.

<sup>104</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 294.

<sup>105</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Ed.; Figura 7-10; pág. 308.

<sup>106</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 313.

<sup>107</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; Tabla 7-7; pág. 319.

$$k_c = 1$$

Cálculo de ( $Se$ ) empleando la ecuación (Ec. 3-78):

$$Se = 29kpsi \times 0.7 \times 0.89 \times 1$$

$$Se = 18.12kpsi = 124.84MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal de amplitud ( $\sigma'_a$ ):

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_{xy_a}^2} \quad (\text{Ec. 3-80})$$

$$\sigma_a = \sigma_D$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(74.54MPa)^2 + 3(13.65MPa)^2}$$

$$\sigma'_a = 78.19MPa$$

Cálculo del esfuerzo principal medio ( $\sigma'_m$ ):

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_{xy_m}^2} \quad (\text{Ec. 3-81})$$

Si el esfuerzo medio ( $\sigma_m$ ) es igual a cero:

$$\sigma'_m = \sqrt{3\tau_{xy_m}^2} = \sqrt{3(13.65MPa)^2}$$

$$\sigma'_m = 23.64MPa$$

Como  $Se' > \sigma'_a > \sigma'_m$  entonces el eje tiene vida infinita.

Empleando el diagrama de Goodman modificado<sup>108</sup> se determina la amplitud de resistencia  $S_a$  y la resistencia media  $S_m$ .

$$S_a = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \times S_m \quad (\text{Ec. 3-82})$$

$$S_a = -\frac{Se}{S_{ut}} \times S_m + Se \quad (\text{Ec. 3-83})$$

$$S_a = \frac{78.19MPa}{23.64MPa} \times S_m = 3.30S_m$$

$$S_a = -\frac{124.84MPa}{399.62MPa} \times S_m + 124.84MPa$$

Entonces:

$$S_a = 113.75MPa$$

$$S_m = 34.47MPa$$

Por lo tanto el factor de seguridad ( $n$ ) para tener en cuenta la incertidumbre en la resistencia.

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (\text{Ec. 3-84})$$

$$n = \frac{113.75MPa}{78.19MPa} = 1.5$$

---

<sup>108</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; 3ª Edición; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; pág. 331

### 3.12 DISEÑO DEL RESORTE DEL FRENO DEL BOBINADOR

En la tabla (3-14)<sup>109</sup> se tiene los valores de las fuerzas que debe ejercer el resorte sobre el freno dependiendo del gramaje del papel, y por razones de seguridad, se considera una fuerza entre 110 N y 590 N.

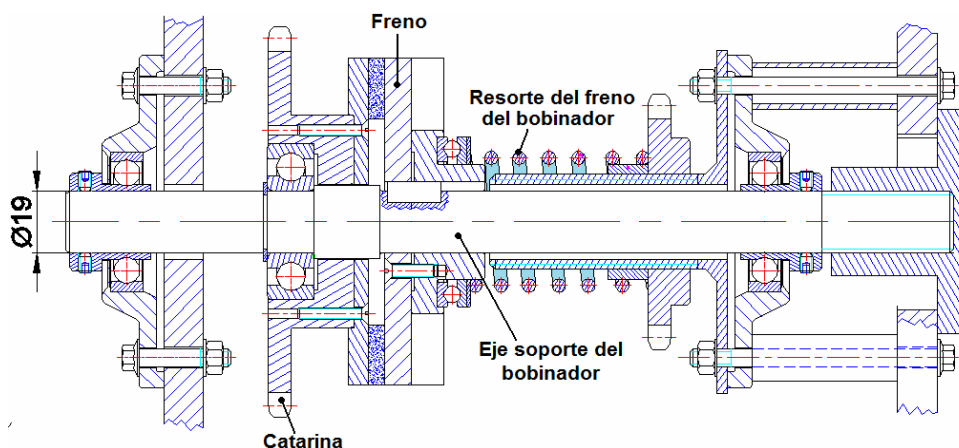


Figura 3-38: Esquema del montaje del resorte del resorte del freno del bobinador<sup>110</sup>.

Los valores de cargas que actúan sobre el resorte son:

$$F_{mín} = 110N$$

$$F_{máx} = 590N$$

Donde:

$F_{mín}$  : Fuerza mínima de trabajo (precarga) (N).

$F_{máx}$  : Fuerza máxima de trabajo(N).

Dimensiones del Resorte

Se asume:

<sup>109</sup> CAPÍTULO III; Fuerza normal en el freno para cada tipo de papel; Tabla 3.14.

<sup>110</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

$$d_{int} = 33mm$$

$$d_{ext} = 44 mm$$

$$l_O = 85mm$$

$$l_F = 50mm$$

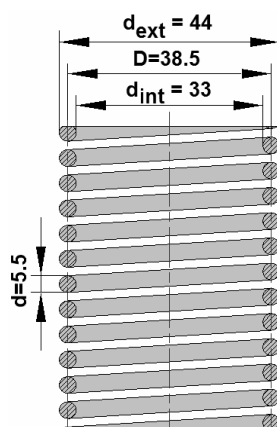
Donde:

$d_{int}$ : Diámetro externo del resorte (m).

$d_{ext}$ : Diámetro del alambre del resorte (m).

$l_O$ : Longitud inicial con precarga (N).

$l_F$ : Longitud final de trabajo (N).



**Figura 3-39:** Dimensiones del resorte del freno del bobinador.

$d$ : Diámetro del alambre.

$$d = \frac{d_{ext} - d_{int}}{2} \quad (\text{Ec. 3-85})$$

$$d = \frac{(0.044 - 0.033)m}{2}$$

$$d = 0.0055m = 5.5mm$$

$D$ : Diámetro medio del resorte.

$$D = d_{ext} - d \quad (\text{Ec. 3-86})$$

$$D = (0.044 - 0.0055)m$$

$$D = 0.0385m = 38.5mm$$

$C$  : Índice del Resorte

$$C = \frac{D}{d} \quad \text{y} \quad 4 \leq C \leq 12 \quad (\text{Ec. 3-87})$$

De la ecuación (Ec. 3-86):

$$C = \frac{0.0385m}{0.0055m}$$

$$C = 7$$

El material para la fabricación del el resorte es:

Alambre de instrumento musical (AISI 1085)

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (\text{Ec. 3-88})$$

Donde:

$S_{ut}$  = Resistencia última a la tensión (MPa)<sup>111</sup>.

$A$  = constante<sup>112</sup> (Mpa).

$M$  = exponente<sup>113</sup>

Si  $d = 0.004m = 4.0mm$

Entonces:

<sup>111</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 477.

<sup>112</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Ed. Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; Tabla 10-2; pág. 478.

<sup>113</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Ed. Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; Tabla 10-2; pág. 478.

$$S_{ut} = \frac{2170MPa}{(0.0055m)^{0.146}}$$

$$S_{ut} = 1538.38MPa$$

$S_y$  : Esfuerzo de tensión (MPa) <sup>114</sup>.

$$S_y = 0.75 S_{ut} \quad (\text{Ec. 3-89})$$

$$S_y = 0.75 \times 1538.38MPa$$

$$S_y = 1153.79MPa$$

$S_{sy}$  : Resistencia de fluencia a la torsión del alambre (MPa) <sup>115</sup>

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad (\text{Ec. 3-90})$$

$$S_{sy} = 0.577 \times 1153.79MPa$$

$$S_{sy} = 665.73MPa$$

Carga estática máxima correspondiente a la resistencia de fluencia:

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} \quad (\text{Ec. 3-91})$$

Donde:

$K_s$ : Factor de multiplicación del esfuerzo cortante. <sup>116</sup>

$C$ : Índice del resorte.

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{7}$$

$$K_s = 1.07$$

<sup>114</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 478.

<sup>115</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 478.

<sup>116</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editoria Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 469.

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 3-92})$$

Donde:

$\tau_{m\acute{a}x}$  = Esfuerzo máximo en el resorte (MPa).<sup>117</sup>

$F_{m\acute{a}x}$  = Carga esttica máxima (N).

$D$  = Diámetro medio del resorte (m).

$d$  = Diámetro del alambre (m).

Si se supone que el factor de seguridad ( $n$ ) es igual a 1, entonces:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{m\acute{a}x}} \quad (\text{Ec. 3-93})$$

$$S_{sy} = \tau_{m\acute{a}x}$$

$$S_{sy} = K_s \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3}$$

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\pi d^3 S_{sy}}{8K_s D}$$

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\pi \times (0.004m)^3 \times 665.734Mpa}{8 \times 1.07 \times 0.0385m}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 946.87N$$

Constante o módulo del resorte:

Si se supone que el número total de espiras del resorte es de 9, los dos extremos esmerilados y escuadrados, lo que implica que  $N_D$  es igual a 2.

$$N = N_T - N_D \quad (\text{Ec. 3-94})$$

Donde:

$N$  = Número de espiras activas.<sup>118</sup>

<sup>117</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editoria Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3 Edición; pág. 469



$N_T$  = Número total de espiras.

$N_D$  = Número de espiras inactivas, según el tipo de asiento.<sup>119</sup>

$$N = 9 - 2$$

$$N = 7$$

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3N} \quad (\text{Ec. 3-95})$$

Donde:

$k$  = Constante o módulo del resorte (N/m)<sup>120</sup>.

$G$  = Módulo de rigidez al corte del acero, es igual a:

$$G = 11.5 \text{ Mpsi} = 79.3 \text{ GPa} = 7.93 \times 10^{10} \text{ Pa}$$

$D$  = Diámetro medio del resorte (m).

$d$  = Diámetro del alambre (m).

$$k = \frac{79.3 \times 10^9 \text{ Pa} \times (0.0055 \text{ m})^4}{8 \times (0.0385 \text{ m})^3 \times 7}$$

$$k = 22706.7 \frac{N}{m}$$

Deformación del resorte en el caso de aplicar la máxima carga ( $F_{máx}$ ):

$$y = \frac{F_{máx}}{k} \quad (\text{Ec. 3-96})$$

$y$  : Deformación.

$$y = \frac{946.87 \text{ N}}{22706.7 \frac{N}{m}}$$

<sup>118</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 475.

<sup>119</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Ed.; Figura 10.8; pág. 476.

<sup>120</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 472.

$$y = 0.0407m$$

$$y = 40.7mm$$

La longitud maciza del resorte ( $L_c$ ), cuando está cerrado totalmente:

$$L_c = N_T \times d \quad (\text{Ec. 3-97})$$

$N_T$  = Número total de espiras.

$d$  = Diámetro del alambre (m).

$$L_c = 9 \times 0.0055m$$

$$L_c = 0.0495m$$

$$L_c = 49.5mm$$

La longitud del resorte ( $L_{Fmáx}$ ) de modo que cuando se comprima y se libere, no se produzca cambio permanente en la longitud libre:

$$L_{Fmáx} = L_c + y \quad (\text{Ec. 3-98})$$

$$L_{Fmáx} = (0.0495 + 0.0407)m$$

$$L_{Fmáx} = 0.0902m$$

$$L_{Fmáx} = 90.20mm$$

La longitud libre ( $L_R$ ) del resorte sin carga:

$y_{precarga}$  : Deformación por efecto de la precarga.

$$y = \frac{F_{mín}}{k} \quad (\text{Ec. 3-99})$$

$$y_{\text{precarga}} = \frac{110N}{22706.7 \frac{N}{m}}$$

$$y_{\text{precarga}} = 0.00554m$$

$$y_{\text{precarga}} = 5.54mm$$

Si  $l_0 = 0.085m$

$$L_R = l_0 + y_{\text{precarga}} \quad (\text{Ec. 3-100})$$

$$L_R = (0.085 + 0.00554)m$$

$$L_R = 0.09054m$$

$$L_R = 90.5mm$$

Es decir, el resorte debe tener una longitud libre (sin precarga) de 90.5 mm.

$y_{\text{máx}}$  : Deformación por efecto de la fuerza máxima de trabajo.

$$y = \frac{F_{\text{máx}}}{k} \quad (\text{Ec. 3-101})$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{590N}{22706.7 \frac{N}{m}}$$

$$y_{\text{máx}} = 0.0259m$$

$$y_{\text{máx}} = 25.98mm$$

Pandeo:

Pandeo con  $L_{F_2}$  si es igual a  $L_{F_{\text{máx}}}$

$$\frac{y}{L_{F_2}} = \frac{0.0407m}{0.0902m}$$

$$\frac{y}{L_{F2}} = 0.45$$

$$\frac{L_{F2}}{D} = \frac{0.0902m}{0.0385m}$$

$$\frac{L_{F2}}{D} = 2.34$$

Según la figura (10-4) del Manual de Diseño Mecánico<sup>121</sup>:

El resorte no pandea, debido a que se ubica en la zona donde no hay pandeo.

Pandeo con  $l_{Fmáx}$

$$\frac{y}{l_{Fmáx}} = \frac{0.02598m}{0.050m}$$

$$\frac{y}{l_{Fmáx}} = 0.0591$$

$$\frac{l_{Fmáx}}{D} = \frac{0.050m}{0.0385m}$$

$$\frac{l_{Fmín}}{D} = 1.29$$

Según la figura (10-4) del Manual de Diseño Mecánico<sup>122</sup>:

El resorte no pandea, debido a que se ubica en la zona donde no hay pandeo.

Factor de seguridad estático ( $n_s$ ):

De la ecuación (Ec. 3-23)

$$\tau_{máx} = K_s \frac{8F_{máx}D}{\pi d^3}$$

Entonces:

$$\tau_{tmáx} = K_s \frac{8F_{tmáx}D}{\pi d^3}$$

<sup>121</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Ed. Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; Figura 10.4; pág. 472.

<sup>122</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Ed. Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; Figura 10.4; pág. 472.

$$\tau_{m\acute{a}x} = 1.07 \times \frac{8 \times 590N \times 0.0385m}{\pi \times (0.0055m)^3}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 360.11MPa$$

De la ecuaci3n (Ec. 4-23)

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_{m\acute{a}x}}$$

Entonces:

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_{m\acute{a}x}}$$

$$n_s = \frac{665.73MPa}{369.11MPa}$$

$$n_s = 1.8$$

Factor de seguridad dinámico ( $n_d$ ):

Se supone una vida del resorte de  $50 \times 10^3$  ciclos y una confiabilidad del 99%.

Según la ecuaci3n (Ec. 4-22):

$$\tau_{m\acute{i}n} = K_s \frac{8F_{m\acute{i}n}D}{\pi d^3}$$

$$\tau_{m\acute{i}n} = 1.07 \times \frac{8 \times 110N \times 0.0385m}{\pi (0.0055)^3}$$

$$\tau_{m\acute{i}n} = 150.15MPa$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad (\text{Ec. 3-102})$$

$\tau_a$  = Esfuerzo de amplitud (MPa).

$$\tau_a = \frac{(369.11 - 68.82)MPa}{2}$$

$$\tau_a = 150.15MPa$$

$$S_{se} = S'_{se} \times K_C \times K_e \quad (\text{Ec. 3-103})$$

$S_{se}$  = Resistencia a la fatiga.

$K_C$  = Factor de confiabilidad<sup>123</sup>.

$K_e$  = Factor de modificación por concentración de esfuerzos.

$$S'_{se} = 310MPa$$

Se determina el valor de  $K_C$ , utilizando la tabla (7.7) del Manual de Diseño Mecánico.

$$K_C = 0.814$$

$$k = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad (\text{Ec. 3-104})$$

$k$  : Factor de corrección de Wahl<sup>124</sup>

$$k = \frac{4 \times 7 - 1}{4 \times 7 - 4} + \frac{0.615}{7}$$

$$k = 1.213$$

$$k_c = \frac{k}{K_S} \quad (\text{Ec. 3-105})$$

$k_c$  = Factor de curvatura.

$K_S$  = Factor de multiplicación del esfuerzo cortante.

$$k_c = \frac{1.213}{1.07}$$

<sup>123</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 2; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 7; 3ª Edición; Tabla 7.7; pág. 319.

<sup>124</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Tomo 3; Editorial Mc Graw Hill; Capítulo 10; 3ª Edición; pág. 469.

$$k_c = 1.134$$

$$Ke = \frac{1}{k_c} \quad (\text{Ec. 3-106})$$

$$Ke = \frac{1}{1.134}$$

$$Ke = 0.882$$

De la ecuación (Ec. 3-101):

$$S_{se} = 310MPa \times 0.815 \times 0.882$$

$$S_{se} = 222.837MPa$$

$$S_{sf} = N^b \times 10^c \quad (\text{Ec. 3-107})$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left[ \frac{0.85S_{su}}{S_{se}} \right] \quad (\text{Ec. 3-108})$$

$$c = \log \left[ \frac{(0.8S_{su})^2}{S_{se}} \right] \quad (\text{Ec. 3-109})$$

$$S_{su} = 0.6S_{ut}$$

$$S_{su} = 0.6 \times 1538.38MPa$$

$$S_{su} = 923.028MPa$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left[ \frac{0.85 \times 923.028MPa}{222.837MPa} \right]$$

$$b = -0.173$$

$$c = \log \left[ \frac{(0.8 \times 923.028MPa)^2}{222.837MPa} \right]$$

$$c = 3.388$$

$$S_{sf} = (50 \times 10^3)^{-0.173} \times 10^{3.388}$$

$$S_{sf} = 374.79MPa$$

Factor de seguridad:

$$n_d = \frac{S_{sf}}{\tau_a} \quad (\text{Ec. 3-110})$$

$$n_d = \frac{374.79 \text{MPa}}{150.15 \text{MPa}}$$

$$n_d = 2.49$$

### 3.13 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DEL RODILLO PRESOR

El eje está apoyado en los extremos, y sobre este se acopla el cuerpo tubular de acero y de caucho vulcanizado suave, el eje tiene cambios de sección de 12 mm a 10 mm de diámetro. La masa del tubo de acero es de 0.897 Kg que origina un peso 8.79 N, el caucho tiene una masa de 0.396 kg es decir que tiene una peso de 3.88 N. es decir que el peso total que actúa sobre el eje es de 12.67 N. la fuerza de fricción es de 85.35 N<sup>125</sup>.



**Figura 3-40:** Vista isométrica del rodillo presor.<sup>126</sup>

<sup>125</sup> CAPÍTULO III; Tensión del papel en la zona de desbobinado; Literal 3.6.

<sup>126</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.



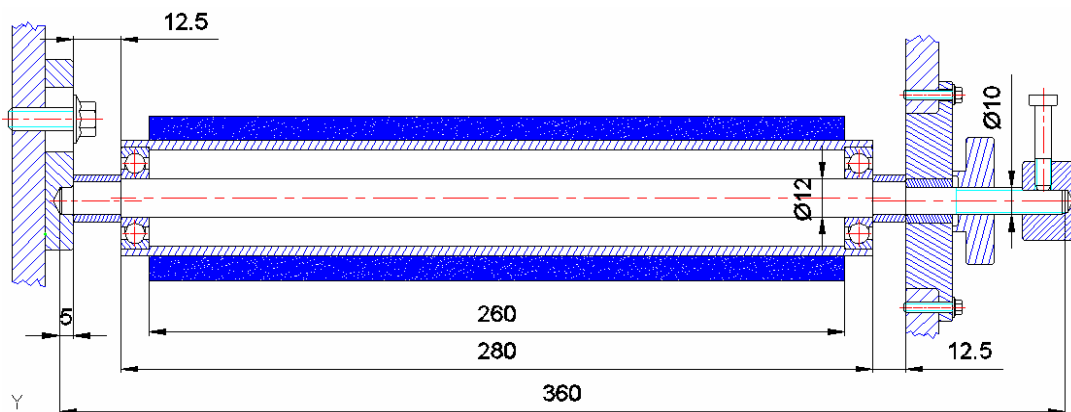


Figura 3-41: Diagrama preliminar del rodillo presor.<sup>127</sup>

El acero a emplearse para la fabricación es 1018 HR<sup>128</sup>, donde la resistencia  $S_{ut}$  es 58 Kpsi y  $S_y$  de 32 kpsi.

Peso caucho =  $3.88N$

Peso tubo de acero =  $8.79N$

Peso caucho + Peso tubo acero =  $12.67N$

$$p = \frac{12.67N}{0.280m} = 45.25 \frac{N}{m}$$

$$N = \frac{f_r}{u} = \frac{85.35N}{0.7} = 121.929N$$

$$N' = \frac{121.93}{0.260} = 468.96N$$

Reacciones:

<sup>127</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

<sup>128</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Editorial Mc Graw Hill; 3ª Edición; Tabla A-17; pág. 865.

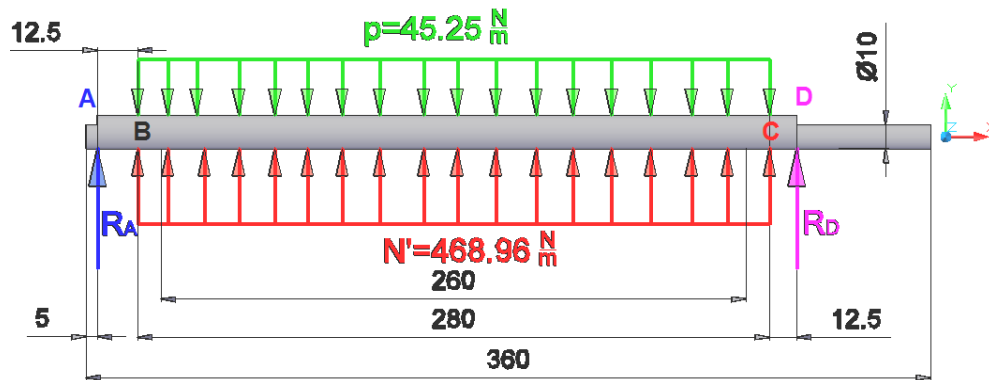


Figura 3-42: Diagrama de cuerpo libre del eje de arrastre.<sup>129</sup>

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A - P + N + R_D = 0$$

$$R_A + R_D = P - N$$

$$R_A + R_D = 12.67N - 468.96N$$

$$R_A + R_D = -456.30N$$

Momento en el plano xy:

$$\sum M_z = 0$$

$$-0.1525P + 0.1525 \times N + 0.305R_D = 0$$

$$0.305m \times R_D = 0.1525m \times 12.67N - 0.1525m \times 468.96N$$

$$R_D = -228.15N$$

Entonces

$$R_A = -228.15N$$

El cortante en la dirección "Y" se encuentra definido por las siguientes ecuaciones:

<sup>129</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

$$0 < x < 0.0125m.$$

$$V_x = R_A = -228.15N$$

$$0.0125 < x < 0.2925m.$$

$$V_x = R_A - (x - 0.0125)p + (x - 0.0125)N'$$

$$V_x = -228.15N - (x - 0.0125)\left(45.25 \frac{N}{m}\right) + (x - 0.0125)\left(468.96 \frac{N}{m}\right)$$

$$V_x = 463.71x - 233.95$$

$$V_{0.0125} = -228.15N$$

$$V_{0.2925} = -98.31N$$

$$0.2925 < x < 0.305m.$$

$$V_x = R_A - (x - 0.0125)p + (x - 0.0125)N' - (x - 0.2925)p + (x - 0.2925)N'$$

$$V_x = -228.15N - (x - 0.0125)\left(45.25 \frac{N}{m}\right) + (x - 0.0125)\left(468.96 \frac{N}{m}\right) -$$

$$(x - 0.2925)\left(45.25 \frac{N}{m}\right) + (x - 0.2925)\left(468.96 \frac{N}{m}\right)$$

$$V_x = -887.42x - 357.88$$

$$V_{0.2925} = -98.31N$$

$$V_{0.305} = -87.22N$$

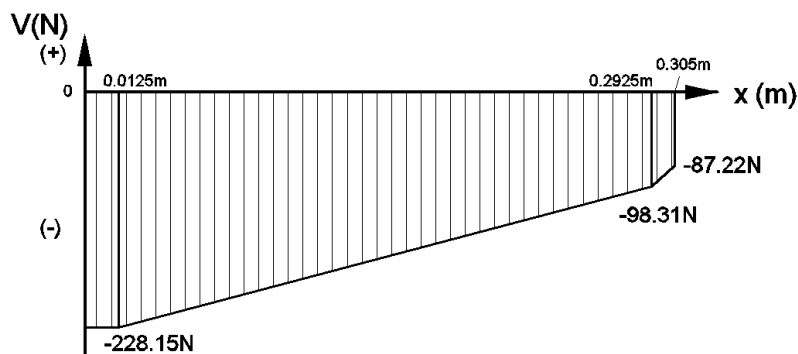


Figura 3-43: Diagrama de cortante del eje presor.

Momento flector:

$$0 < x < 0.0125m.$$

$$M_x = R_A x = -228.15N \times x$$

$$M_0 = 0Nm$$

$$M_{0.0125} = -2.85Nm$$

$$0.0125 < x < 0.2925m.$$

$$M_x = R_A x - (x - 0.0125) \frac{(x - 0.0125)}{2} p + (x - 0.00625) \frac{(x - 0.0125)}{2} N'$$

$$M_x = -228.15N \times x - \frac{(x - 0.0125)^2}{2} (45.25 \frac{N}{m}) + \frac{(x - 0.0125)^2}{2} (468.96 \frac{N}{m})$$

$$M_x = 211.86x^2 - 233.45x + 0.033$$

$$M_{0.0125} = -2.85Nm$$

$$M_{0.1525} = -30.64Nm$$

$$M_{0.2925} = -50.12Nm$$

$$0.2925 < x < 0.305m.$$

$$M_x = R_A x - (x - 0.0125) \frac{(x - 0.0125)}{2} p + (x - 0.00625) \frac{(x - 0.0125)}{2} N' -$$

$$(x - 0.2925) \frac{(x - 0.2875)}{2} p + (x - 0.2925) \frac{(x - 0.2925)}{2} N'$$

$$M_x = -228.15N \times x - \frac{(x - 0.0125)^2}{2} (45.25 \frac{N}{m}) + \frac{(x - 0.0125)^2}{2} (468.96 \frac{N}{m}) -$$

$$\frac{(x - 0.2925)^2}{2} (45.25 \frac{N}{m}) + \frac{(x - 0.2925)^2}{2} (468.96 \frac{N}{m})$$

$$M_x = 423.71x^2 - 357.38x + 18.16$$

$$M_{0.2925} = -50.12Nm$$

$$M_{0.305} = -51.43Nm$$

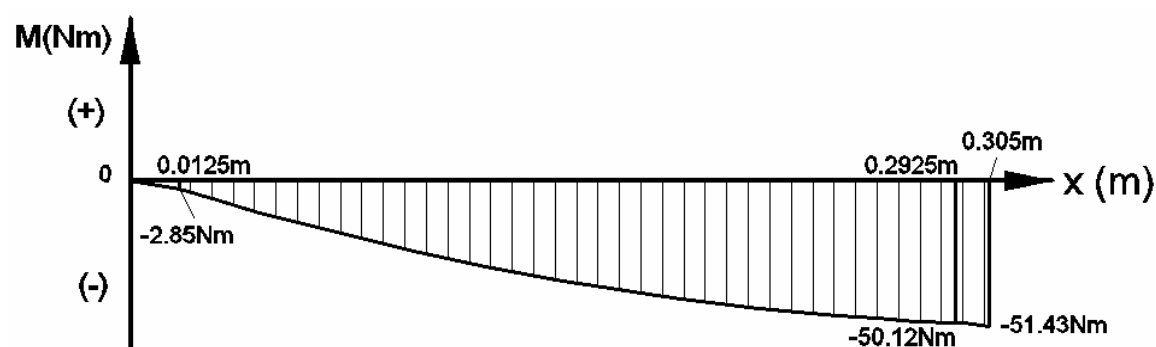


Figura 3-44: Diagrama de momento flector del eje presor.

Para el análisis por esfuerzos admisibles se utiliza el momento flector máximo:

$$M_{m\acute{a}x} = M_D = 51.43Nm$$

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometidos a cargas combinadas de flexión y torsión son<sup>130</sup>:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 3-111})$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 3-112})$$

No existe torque aplicado al eje, es decir  $T$  es igual a cero

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

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{32 \times 51.43 \text{ Nm}}{\pi \times (0.010 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 502.53 \text{ MPa} = 72.93 \text{ kpsi}$$

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga  $Se^{131}$  y del Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.  $Se'^{132}$ :

$$Se = Se' \times k_a \times k_b \times k_c \quad (\text{Ec. 3-113})$$

$$Se' = 0.5S_{ut} \text{ si } S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} \quad (\text{Ec. 3-114})$$

Se emplea acero AISI 1018 HR

$$Se' = 0.5(58 \text{ kpsi}) = 29 \text{ kpsi} = 199.81 \text{ MPa}$$

Como  $\sigma_{\text{máx}} > Se'$ , entonces el eje tiene vida finita.

La resistencia  $S_{ut}$  del acero laminado en caliente es de 58 kpsi, entonces se selecciona  $(k_a)^{133}$ .

<sup>130</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 4; Capítulo 15; 3ª Edición; pág. 729.

<sup>131</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 307.

<sup>132</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 294.

$$k_a = 0.7$$

Se determina el factor de tamaño ( $k_b$ )<sup>134</sup>.

$$k_b = 1.189d^{-0.097} \quad \text{si } 8 < d \leq 250\text{mm} \quad (\text{Ec. 3-115})$$

$$k_b = 1.189 \times (10\text{mm})^{-0.097} = 0.95$$

Si la confiabilidad es del 50%, se escoge ( $k_c$ )<sup>135</sup>.

$$k_c = 1$$

Cálculo de ( $S_e$ ) empleando la ecuación (Ec. 3.114)

$$S_e = 29\text{kpsi} \times 0.7 \times 0.95 \times 1$$

$$S_e = 19.28\text{kpsi} = 132.87\text{MPa}$$

Calculo de la resistencia en vida finita.

$$S_f = N^b 10^c \quad \text{si } 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad (\text{Ec. 3-116})$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.8 \times S_{ut}}{S_e}\right) \quad (\text{Ec. 3-117})$$

$$c = \log\left(\frac{(0.8 \times S_{ut})^2}{S_e}\right) \quad (\text{Ec. 3-118})$$

$S_f$  = Resistencia en vida finita.

$N$  = Número de ciclos

$b, c$  = constantes.

<sup>133</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; 3ª Edición; Figura 7-10; pág. 308

<sup>134</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; 3ª Edición; pág. 313.

<sup>135</sup> SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo 2; Capítulo 7; 3ª Edición; Tabla 7-7; pág. 319

$$b = -\frac{1}{3} \log \left( \frac{0.8 \times 58 \text{ kpsi}}{19.28 \text{ kpsi}} \right)$$

$$b = -0.127$$

$$c = \log \left( \frac{(0.8 \times 58 \text{ kpsi})^2}{19.28 \text{ kpsi}} \right)$$

$$c = 2.430$$

Se supone que  $S_f = \sigma_{m\acute{a}x}$  y despejando  $N$  de la ecuaci3n (Ec. 3-113), entonces:

$$N = S_f^{\frac{1}{b}} 10^{\frac{-c}{b}} \quad (\text{Ec. 3-119})$$

$$N = 76.03^{\frac{1}{-0.127}} \times 10^{\frac{-2.430}{-0.127}}$$

$$N = 21035.5 \text{ ciclos}$$

Entonces se decide dise1nar para  $20 \times 10^3$  ciclos.

$$S_f = 20000^{-0.127} \times 10^{2.430}$$

$$S_f = 86.83 \text{ kpsi} = 529.37 \text{ Mpa}$$

C1lculo del factor de seguridad:

$$n = \frac{S_f}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (\text{Ec. 3-120})$$

$$n = \frac{86.83 \text{ MPa}}{72.93 \text{ MPa}}$$

$$n = 1.2$$

### 3.14 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para seleccionar los rodamientos se considerará lo siguiente: la carga aplicada, la capacidad de carga dinámica, el tiempo nominal de servicio y la velocidad de giro de los mecanismos donde será acoplado el rodamiento, por ejemplo sobre ejes.

Las velocidades de giro que intervienen en los rodillos de arrastre, en el eje soporte de cada bobinador, en el eje motriz y en el rodillo presor, son constantes. Además, si la máquina trabajara 8 horas diarias totalmente utilizadas le corresponde una duración nominal comprendida entre 20000 a 30000<sup>136</sup> horas de servicio.

Para la selección se utilizará la siguiente fórmula de duración ( $L_{10h}$ )<sup>137</sup>.

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (\text{Ec. 3-121})$$

Donde:

$L_{10h}$  = Duración nominal en horas de servicio.

$n$  = velocidad constante de rotación en *rpm*.

$C$  = Capacidad de carga dinámica en  $N$ .

$P$  = Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento en  $N$ .

$p$  = Exponente de la fórmula de duración.

$p = 3$ , para los rodamientos de bolas.

$p = 10/3$  para los rodamientos de rodillos.

Se considera que las cargas dinámicas que intervienen son constantes en magnitud y en dirección, y actúan radialmente, se asume que  $P$  es igual a la carga calculada en cada sistema.

<sup>136</sup> CATÁLOGO GENERAL SKF; Selección del tamaño de rodamiento; Capacidad de carga y duración; Tabla 1; Pág. 30.

<sup>137</sup> CATÁLOGO GENERAL SKF; Selección del tamaño de rodamiento; Fórmula de la duración; Pág. 28.



### 3.14.1 RODAMIENTOS DEL EJE DEL RODILLO DE ARRASTRE

Este rodillo está formado por dos soportes con rodamientos rígidos de bolas como se indica en la Figura 3-25 y gira a una velocidad de 470 rpm<sup>138</sup>, las cargas que intervienen son:  $R_B = 352.94N$  y  $R_E = 39.40N$ <sup>139</sup>, de las cuales se escoge la mayor para proceder a la selección. Se supone una duración nominal de 30000 horas de servicio.

Despejando  $C$  de la ecuación (Ec. 3-122)

$$C = P \times \left( \frac{L_{10h} \times 60 \times n}{1000000} \right)^{1/p} \quad (\text{Ec. 3-122})$$

$$n = 470 \text{ rpm}$$

$$P = 352.94N$$

$$p = 3$$

$$C = 352.94N \times \left( \frac{30000 \times 60 \times 470}{1000000} \right)^{1/3}$$

$$C = 3338.04N$$

El diámetro del eje donde se instalarán los rodamientos es de  $\frac{3}{4}$  pulg. (19.05 mm).

Se selecciona el siguiente soporte con rodamiento de bolas:

Soporte FYT 504 U		
Diámetro interno	d	19.05 mm
Unidad de rodamiento	-	FYT $\frac{3}{4}$ RM
Rodamiento	-	YAT 204-012
Capacidad de Carga dinámica	C	12.7 kN
Masa	m	0.47kg

**Tabla 3-16:** Especificaciones del soporte con rodamiento del rodillo de arrastre<sup>140</sup>.

<sup>138</sup> CAPÍTULO III; Cálculo de la velocidad angular; Literal 3.2.1

<sup>139</sup> CAPÍTULO III; Dimensionamiento del eje soporte del rodillo de arrastre; Literal 3.10.

<sup>140</sup> ANEXO A-1: CATÁLOGO SKF: Soporte de brida con rodamientos Y.

### 3.14.2 RODAMIENTOS DEL EJE SOPORTE DEL BOBINADOR

El eje tiene 3 rodamientos rígidos de bolas, dos rodamientos sirven como apoyo en los extremos y el tercero acopla la catarina con el eje como se indica en la Figura 3-31. El eje gira a una velocidad constante de 2500 rpm<sup>141</sup>, las cargas dinámicas que intervienen en los extremos son:  $R_A = 87.76N$  y  $R_D = 259.88N$ <sup>142</sup>, de las cuales se escoge la mayor para proceder a la selección. Se supone una duración nominal de 30000 horas de servicio.

$$n = 2500 \text{ rpm}$$

$$P = 259.88N$$

$$p = 3$$

Remplazando en la ecuación (Ec. 3-122):

$$C = 259.88N \times \left( \frac{30000 \times 60 \times 2500}{1000000} \right)^{1/3}$$

$$C = 4290.52N$$

El diámetro del eje donde se montarán los tres rodamientos es de  $\frac{3}{4}$  de pulgada. (19.05 mm), del catálogo general se selecciona soportes con rodamientos rígidos de bolas.

Soporte FYT 504 U		
Diámetro interno	d	19.05 mm
Unidad de rodamiento	-	FYT $\frac{3}{4}$ RM
Rodamiento	-	YAT 204-012
Capacidad de Carga dinámica	C	12.7 kN
Masa	m	0.47kg

**Tabla 3-17:** Especificaciones del soporte con rodamiento del eje soporte del bobinador<sup>143</sup>.

<sup>141</sup> CAPÍTULO III; Cálculo de la velocidad angular; Literal 3.2.1

<sup>142</sup> CAPÍTULO III Dimensionamiento del eje soporte del bobinador; Literal 3.11.

<sup>143</sup> ANEXO A-1: CATÁLOGO SKF: Soporte de brida con rodamientos Y.

La carga que actúa sobre el rodamiento de la catarina es de  $P + C = 64.93N$ <sup>144</sup>

$$n = 2500 \text{ rpm}$$

$$P = 64.93N$$

$$p = 3$$

Remplazando en la ecuación (Ec. 3-122):

$$C = 64.93N \times \left( \frac{30000 \times 60 \times 2500}{1000000} \right)^{1/3}$$

$$C = 1071.97N$$

Se escoge rodamientos rígidos de bolas con placas de protección:

Rodamiento RLS 6 -ZZ		
Diámetro interno	d	19.05 mm
Diámetro externo	D	47.625 mm
Ancho	B	14.287 mm
Capacidad de Carga dinámica	C	12.7 KN
Masa	m	0.11 kg

**Tabla 3-18:** Especificaciones del rodamiento de la catarina del eje soporte del bobinador<sup>145</sup>.

El sistema de bobinado también está conformado por un rodamiento axial instalado entre el resorte y el disco embrague de aletas como se indica en la (Figura 3-31). El rodillo gira a una velocidad constante de 2500 rpm<sup>146</sup>, la carga dinámica que interviene es 590N<sup>147</sup>.

$$n = 2500 \text{ rpm}$$

$$P = 590N$$

$$p = 10/3$$

Remplazando en la ecuación (Ec. 3-122):

<sup>144</sup> CAPÍTULO III; Dimensionamiento del eje soporte del bobinador; Literal 3.11.

<sup>145</sup> ANEXO A-2: CATÁLOGO SKF; Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera.

<sup>146</sup> CAPÍTULO III; Cálculo de la velocidad angular; Literal 3.2.1

<sup>147</sup> CAPÍTULO III; Fuerza normal en el freno para cada tipo de papel; Literal 3.6; Tabla 3-15.

$$C = 590N \times \left( \frac{30000 \times 60 \times 2500}{1000000} \right)^{\frac{1}{3}} \quad C = 7358.95N$$

El rodamiento debe tener un diámetro interno de 35 mm.

Se escoge el rodamiento axial de agujas:

Rodamiento AXK 3552		
Diámetro interno	d	35 mm
Diámetro externo	D	52 mm
Ancho de la aguja	$D_w$	2 mm
Arandela axial	B	1 mm (AS3552)
Capacidad de Carga dinámica	C	12 kN
Masa	m	0.037 kg

**Tabla 3-19:** Especificaciones del rodamiento del rodillo presor<sup>148</sup>.

### 3.14.3 RODAMIENTOS DEL EJE MOTRIZ

El eje tiene 2 soportes con rodamientos rígidos de bolas que sirven de apoyo en los extremos como se indica en la Figura 3-17. El eje gira a una velocidad constante de 1200 rpm<sup>149</sup>, las cargas dinámicas que intervienen en los extremos son:  $R_A = 75.43N$  y  $R_D = 35.52N$ <sup>150</sup>.

$$n = 1200 \text{ rpm}$$

$$P = 75.43N$$

$$p = 3$$

Remplazando en la ecuación (Ec. 3-122):

$$C = 75.43N \times \left( \frac{30000 \times 60 \times 1200}{1000000} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 975.04N$$

<sup>148</sup> ANEXO A-5: CATÁLOGO SKF; Rodamientos axiales de agujas.

<sup>149</sup> CAPÍTULO III; Cálculo de la velocidad angular; Literal 3.2.1

<sup>150</sup> CAPÍTULO III; Dimensionamiento del eje motriz; Literal 3.9.

El eje tiene un diámetro de  $\frac{3}{4}$  de pulgada (19.05 mm). Se escoge rodamientos rígidos de bolas con placas de protección.

Soporte FYT 504 U		
Diámetro interno	d	19.05 mm
Unidad de rodamiento	-	FYT $\frac{3}{4}$ RM
Rodamiento	-	YAT 204-012
Capacidad de Carga dinámica	C	12.7 kN
Masa	m	0.47kg

**Tabla 3-20:** Especificaciones del soporte con rodamiento del eje motriz<sup>151</sup>.

### 3.14.4 RODAMIENTOS DEL RODILLO PRESOR

El rodillo tiene 2 rodamientos rígidos de bolas que sirven de apoyo y de unión entre el cuerpo tubular y el eje tal como se indica en la Figura 3-41. El rodillo gira a una velocidad constante de 470 rpm<sup>152</sup>, las cargas dinámicas que intervienen en los extremos son:  $R_A = 228.15N$  y  $R_D = 228.15N$ <sup>153</sup>.

$$n = 1200 \text{ rpm}$$

$$P = 228.15N$$

$$p = 3$$

Remplazando en la ecuación (Ec. 3-122):

$$C = 228.15N \times \left( \frac{30000 \times 60 \times 470}{1000000} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 2151.35N$$

El eje tiene un diámetro de 12 mm, se escoge rodamientos rígidos de bolas con placas de protección o de obturación.

<sup>151</sup> ANEXO A-1: CATÁLOGO SKF; Soporte de brida con rodamientos Y.

<sup>152</sup> CAPÍTULO III; Cálculo de la velocidad angular; Literal 3.2.1

<sup>153</sup> CAPÍTULO III; Dimensionamiento del eje motriz; Literal 3.13.

Rodamiento 6201-2Z		
Diámetro interno	d	12 mm
Diámetro externo	D	32 mm
Ancho	B	10 mm
Capacidad de Carga dinámica	C	7.28 kN
Masa	m	0.037 kg

**Tabla 3-21:** Especificaciones del rodamiento del rodillo presor<sup>154</sup>.

### 3.14.5 RODAMIENTOS DEL EJE SOPORTE DEL DESBOBINADOR

El sistema de bobinado está conformado por un rodamiento axial instalado entre el resorte y el disco embrague de aletas como se indica en la Figura 3-17. El rodillo gira a una velocidad constante de 2500 rpm<sup>155</sup>, la carga dinámica que interviene es 590N<sup>156</sup>.

$$n = 2500 \text{ rpm}$$

$$P = 590\text{N}$$

$$p = 10/3$$

Remplazando en la ecuación (Ec. 3-122):

$$C = 590\text{N} \times \left( \frac{30000 \times 60 \times 2500}{1000000} \right)^{\frac{1}{10/3}}$$

$$C = 7358.95\text{N}$$

El rodamiento debe tener un diámetro interno de 35 mm.

Se escoge el rodamiento axial de agujas:

Rodamiento AXK 1831		
Diámetro interno	d	18 mm
Diámetro externo	D	31 mm
Ancho de la aguja	$D_w$	2 mm
Arandela axial	B	1 mm (AS 1831)
Capacidad de Carga dinámica	C	11 kN
Masa	m	0.004 kg

**Tabla 3-22:** Especificaciones del rodamiento del rodillo presor<sup>157</sup>.

<sup>154</sup> ANEXO A-3: CATÁLOGO SKF; Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera.

<sup>155</sup> CAPÍTULO III; Cálculo de la velocidad angular; Literal 3.2.1

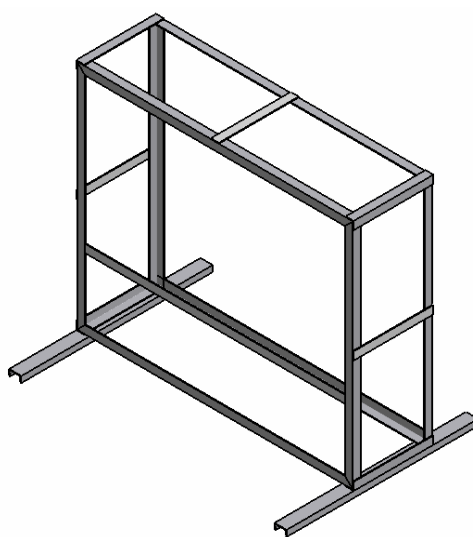
<sup>156</sup> CAPÍTULO III; Fuerza normal en el freno para cada tipo de papel; Literal 3.6; Tabla 3-15.

<sup>157</sup> ANEXO A-4: CATÁLOGO SKF; Rodamientos axiales de agujas.

### 3.15 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA SOPORTE

Para el cálculo de la estructura se utiliza el Software SAP 2000, con la ayuda de este programa se determina lo siguiente:

- Las cargas que actúan en una estructura metálica que será la base de la máquina cortadora desbobinadora.
- Diseño de la geometría y secciones de los elementos que conforman la estructura metálica.



**Figura 3-45:** Esquema de la estructura a analizar.<sup>158</sup>

#### 3.15.1 GEOMETRÍA DE LA ESTRUCTURA:

Para el análisis se emplea los siguientes perfiles:

##### *PERFILES:*

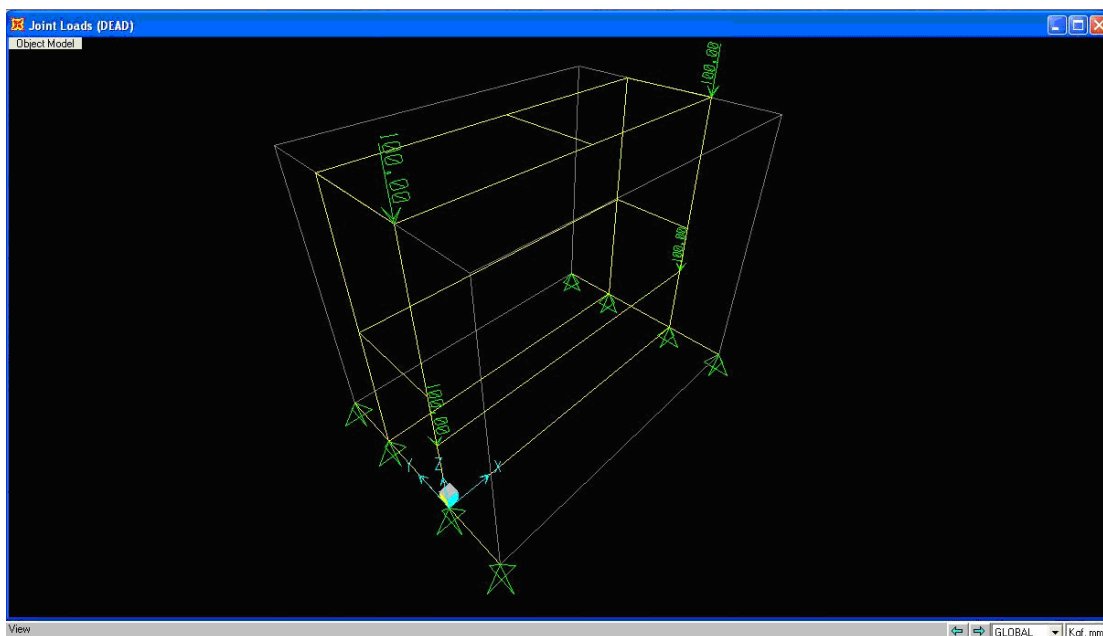
- Angulo L 50 x 50 x 3 (Para la estructura)
- Canal C 80 x 40 x 3 (Para las bases)

Los Perfiles Estructurales fueron tomados en base a las tablas proporcionadas por DIPAC Productos de Acero, del cual se selecciona perfiles estructurales tipo ángulo “L” y Canal “C”.

<sup>158</sup> PROPIA: Guzmán Alex – Játiva Esteban.

### CARGAS:

- Cargas Muertas: cualquier acabado permanente de protección decorativo o cualquier otro aditamento de la estructura también impondrán fuerzas intencionales (su peso) sobre la estructura, pero como son permanentes e inamovibles, tales fuerzas se denominan carga muerta, la misma que asocia a menudo con los acabados aislantes, y tratamientos similares de las estructuras. El peso propio es el nombre del peso de la estructura propiamente dicha, mismos que se distribuyen a lo largo de ella.
- La plancha base de la estructura tiene un peso aproximado de 300 kg, el peso total de todos los subsistemas es aproximadamente de 85 kg y se asume un peso aproximado de accesorios varios de 15 kg. Es decir que la carga que interviene sobre la estructura es igual a 400 kg.
- Peso propio de la estructura: depende del perfil utilizado.
- Además se representan las Restricciones utilizadas en la estructura como soporte de la misma en el piso.



**Figura 3-46:** Distribución de la carga de 400 kg y ubicación de los apoyos.

### 3.15.2 RESULTADOS DEL ANALISIS DE CARGAS

En el (Anexo L) Se observa que la estructura cumple perfectamente con los requerimientos de esfuerzo que se presenta en la estructura.



## **CAPÍTULO IV**

### **COSTOS**

#### **4.1 INTRODUCCIÓN**

En el presente capítulo se describe detalladamente los costos del diseño y construcción de la máquina cortadora rebobinadora de papel; para lo cual se toma de referencia los rubros en el mercado de la ciudad de Quito en el mes de septiembre del 2007, los mismos que se detallan de la siguiente manera:

- Costo de mecanizado de piezas
- Costo de elementos normalizados
- Costo de diseño
- Costos adicionales
- Costo total

##### **4.1.1 COSTO DE MECANIZADO DE PIEZAS**

En este rubro se involucran los costos de materia prima y mano de obra necesarias para el mecanizado de las piezas y montaje de las mismas en cada subsistema, los valores están establecidos de acuerdo a cotizaciones realizadas en talleres de mecanizado.

##### **4.1.2 COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS**

Se denominan elementos normalizados a todos aquellos que son de libre comercialización en el mercado y no requieren ser maquinados para su uso.

##### **4.1.3 COSTO DE OTROS ELEMENTOS**

Se denominan otros elementos a todos aquellos que no son fabricados con máquinas herramientas convencionales, por ejemplo, resortes, zapatas de embrague, etc.

#### 4.1.4 COSTO DE DISEÑO

De acuerdo a datos consultados a profesionales en el área de diseño de máquinas, el costo de diseño es el 20% del costo de construcción de la máquina.

#### 4.1.5 COSTO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL

Involucra el costo de los materiales, equipos, diseño y programación del sistema eléctrico y de control. Los precios son referenciales a cotizaciones realizadas en el mercado.

### 4.2 DETALLE DE COSTOS

#### 4.2.1 COSTO DE FABRICACIÓN DE LOS RODILLOS DESBOBINADORES.

ITEM	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	MATERIALES	PLANO	COSTO	TOTAL
1	Eje soporte	3	Acero de transmisión AISI 1018	.301	\$ 25,00	\$ 75,00
2	Dado soporte	3	Acero AISI 1010	.302	\$ 15,00	\$ 45,00
3	Plato - aletas	3	Acero AISI 1010	.303	\$ 65,00	\$ 195,00
5	Plato porta zapata	3	Acero AISI 1010	.305	\$ 15,00	\$ 45,00
6	Bocín - placa 1	3	Teflón	.306	\$ 7,00	\$ 21,00
7	Placa- tubo 1	3	Acero AISI 1010	.307	\$ 30,00	\$ 90,00
8	Eje moleteado	3	Acero AISI 1010	.308	\$ 25,00	\$ 75,00
9	Tubo desbobinador	3	Tubo de acero negro	.309	\$ 12,00	\$ 36,00
10	Bocín- placa 2	3	Teflón	.306	\$ 7,00	\$ 21,00
11	Placa-tubo 2	3	Acero AISI 1010	.310	\$ 25,00	\$ 75,00
12	Dado resorte 1	3	Acero AISI 1010	.311	\$ 15,00	\$ 45,00
13	Dado resorte 2	3	Acero AISI 1010	.312	\$ 15,00	\$ 45,00
14	Palanca	3	Acero AISI 1010	.313	\$ 5,00	\$ 15,00
					SUBTOTAL	\$ 783,00
					IVA 12%	\$ 93,96
					TOTAL	\$ 876,96

**Tabla 4-1:** Costo de mecanizado de las piezas del rodillo desbobinador.

ITEM	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	COSTO	TOTAL
1	Rodamiento axial métrico □18	3	SKF AXK - 1831	\$ 3,50	10,5
2	Perno prisionero boquilla hexagonal	3	M4 x 5	\$ 0,20	0,6
3	Perno prisionero boquilla hexagonal	18	DIN 912 - M4 x 8	\$ 0,18	3,24
4	Tornillo avellanado	12	DIN 7991 - M4 x 12	\$ 0,10	1,2
5	Perno Allen	9	DIN 912 – M4 x 15	\$ 0,10	0,9
6	Tuerca hexagonal métrica	3	M16	\$ 0,35	1,05
7	Arandela de presión M16	3	Arandela M16	\$ 0,02	0,06
8	Arandela plana	3	Arandela Ø nominal 16mm	\$ 0,02	0,06
SUBTOTAL					17,61
IVA 12%					2,11
TOTAL					19,72

**Tabla 4-2:** Costo de elementos normalizados del rodillo desbobinador.

ITEM	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	COSTO	TOTAL
1	Zapata embrague	3	Plano .304	\$ 8,00	\$ 24,00
2	Resortes de compresión	3	Ver dimensiones en el Anexo F	\$ 5,00	\$ 15,00
SUBTOTAL					\$ 39,00
IVA 12%					\$ 4,68
TOTAL					\$ 43,68

**Tabla 4-3:** Costo de otros elementos del rodillo desbobinador.

DESCRIPCIÓN	COSTO
COSTO DE MAQUINADO DE PIEZAS	\$ 876,96
COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	\$ 19,72
COSTO DE OTROS ELEMENTOS	\$ 43,68
<b>VALOR TOTAL DE LOS RODILLOS DESBOBINADORES</b>	<b>\$ 940,36</b>

**Tabla 4-4:** Costo de fabricación del rodillo desbobinador.

#### 4.2.2 COSTO DE FABRICACIÓN DEL RODILLO DE ARRASTRE

ITEM	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	MATERIALES	PLANO	COSTO	TOTAL
1	Eje soporte rodillo de arrastre	1	Acero de transmisión AISI 1018	.401	\$ 25,00	\$ 25,00
2	Placas rodillo de arrastre	2	Acero AISI 1010	.402	\$ 12,00	\$ 24,00
3	Tubo rodillo de arrastre	1	Acero inoxidable	.403	\$ 44,00	\$ 44,00
4	Chavetas	2	Acero de transmisión AISI 1018	.404	\$ 5,00	\$ 10,00
SUBTOTAL						\$ 93,00
IVA 12%						\$ 11,16
TOTAL						\$ 104,16

**Tabla 4-5:** Costo de mecanizado de las piezas del rodillo de arrastre.

ITEM	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	COSTO	TOTAL
1	Perno prisionero boquilla hexagonal	6	M4 x 8	\$ 0,18	\$ 1,08
2	Tuerca hexagonal métrica	1	M18	\$ 0,35	\$ 0,35
3	Chumaceras Ø int ¼ pulgada	2	FYT 504 U	\$ 6,55	\$ 13,10
4	Arandela de presión M10	2	Arandela M10	\$ 0,02	\$ 0,04
5	Arandela de presión M18	1	Arandela M18	\$ 0,02	\$ 0,02
				SUBTOTAL	\$ 14,59
				IVA 12%	\$ 1,75
				TOTAL	\$ 16,34

**Tabla 4-6:** Costo de elementos normalizados del rodillo de arrastre.

DESCRIPCIÓN	COSTO
COSTO DE MAQUINADO DE PIEZAS	\$ 104,16
COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	\$ 16,34
<b>VALOR TOTAL DEL RODILLO DE ARRASTRE</b>	<b>\$ 120,50</b>

**Tabla 4-7:** Costo de fabricación del rodillo de arrastre.

### 4.2.3 COSTO DE FABRICACIÓN DEL RODILLO GUÍA

ITEM	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	MATERIALES	PLANO	COSTO	TOTAL
1	Eje soporte guía	10	Acero AISI 1010	.501	\$ 12,00	\$ 120,00
2	Dado rodillo guía	10	Acero AISI 1010	.502	\$ 15,00	\$ 150,00
3	Bocín rodillo guía	20	Teflón	.503	\$ 7,00	\$ 140,00
4	Tubo rodillo guía	10	Acero inoxidable	.504	\$ 6,00	\$ 60,00
					SUBTOTAL	\$ 470,00
					IVA 12%	\$ 56,40
					TOTAL	\$ 526,40

**Tabla 4-8:** Costo de mecanizado de las piezas de los rodillos guías.

ITEM	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	COSTO	TOTAL
1	Anilla de retención EXTERIOR	10	UNI 3653	\$ 0,27	\$ 2,70
2	Tuerca hexagonal métrica	10	M16	\$ 0,35	\$ 3,50
3	Arandela plana	10	Arandela Ø nominal 16mm	\$ 0,02	\$ 0,20
4	Arandela de presión M16	10	Arandela M16	\$ 0,02	\$ 0,20
				SUBTOTAL	\$ 6,60
				IVA 12%	\$ 0,79
				TOTAL	\$ 7,39

**Tabla 4-9:** Costo de elementos normalizados de los rodillos guías.

DESCRIPCIÓN	COSTO
COSTO DE MAQUINADO DE PIEZAS	\$ 526,40
COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	\$ 7,39
<b>VALOR TOTAL DE LOS RODILLOS GUÍAS</b>	<b>\$ 533,79</b>

**Tabla 4-10:** Costo de fabricación de los rodillos guías.

#### 4.2.4 COSTO DE FABRICACIÓN DEL RODILLO PRESOR

ITEM	DENOMINACIÓN	CNTD	MATERIALES	PLANO	COSTO	TOTAL
1	Eje soporte - rodillo presor	1	Acero de transmisión AISI 1018	.601	\$ 20,00	\$ 20,00
2	Tubo rodillo presor	1	Tubo de Acero negro □1.5 pulgadas	.604	\$ 2,00	\$ 2,00
3	Bocín rodillo presor	1	Bronce	.605	\$ 7,00	\$ 7,00
4	Brida soporte	1	Acero AISI 1010	.606	\$ 15,00	\$ 15,00
5	Tuerca moleteada	1	Acero AISI 1010	.607	\$ 15,00	\$ 15,00
6	Manguito nivelación	1	Acero AISI 1010	.609	\$ 8,00	\$ 8,00
7	Nivelador	1	Acero AISI 1010	.602	\$ 25,00	\$ 25,00
					SUBTOTAL	\$ 92,00
					IVA 12%	\$ 11,04
					TOTAL	\$ 103,04

**Tabla 4-11:** Costo de mecanizado de las piezas del rodillo presor.

ITEM	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	COSTO	TOTAL
1	Perno Allen	4	M4x15	\$ 0,10	\$ 0,40
2	Pernos de ajuste de cabeza hexagonal	2	M8x20	\$ 0,25	\$ 0,50
3	Rodamientos	2	SKF 6201	\$ 6,00	\$ 12,00
				SUBTOTAL	\$ 12,00
				IVA 12%	\$ 1,44
				TOTAL	\$ 13,44

**Tabla 4-12:** Costo de elementos normalizados del rodillo presor.

ITEM	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	PLANO	COSTO	TOTAL
1	Caucho presor	1	Caucho vulcanizado	.608	\$ 25,00	\$ 25,00
2	Perilla nivelación	1	Pieza adaptiva	.610	\$ 2,00	\$ 2,00
3	Alzas	2	Pieza adaptiva	.603	\$ 1,00	\$ 1,00
					SUBTOTAL	\$ 28,00
					IVA 12%	\$ 3,36
					TOTAL	\$ 31,36

**Tabla 4-13:** Costo de otros elementos del rodillo presor.

DESCRIPCIÓN	COSTO	
COSTO DE MAQUINADO DE PIEZAS	\$	103,04
COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	\$	13,44
COSTO DE OTROS ELEMENTOS	\$	31,36
<b>VALOR TOTAL DEL RODILLO PRESOR</b>	<b>\$</b>	<b>147,84</b>

**Tabla 4-14:** Costo de fabricación del rodillo presor.

#### 4.2.5 COSTO DE FABRICACIÓN DE LOS RODILLOS BOBINADORES

ITEM	DENOMINACIÓN	CNTD	MATERIALES	PLANO	COSTO	TOTAL
1	Eje motriz bobinador	2	Acero de transmisión AISI 1018	.201	\$ 12,00	\$ 24,00
2	Dado bobinador	2	Acero AISI 1010	.206	\$ 15,00	\$ 30,00
3	Plato aletas embrague	2	Acero AISI 1010	.205	\$ 65,00	\$ 130,00
5	Plato - soporte zapata	2	Acero AISI 1010	.203	\$ 15,00	\$ 30,00
6	Catarina doble 08B-26*	2	Acero AISI 1018	.202	\$ 12,00	\$ 24,00
7	Chaveta	2	Acero de transmisión AISI 1018	.210	\$ 7,00	\$ 14,00
8	Mandril	2	Acero AISI 1010	.208	\$ 70,00	\$ 140,00
9	Tubo placa soporte	2	Acero negro	.207	\$ 12,00	\$ 24,00
10	Placa soporte	2	Acero ASTM a36	.207	\$ 5,00	\$ 10,00
11	Dados chumacera	4	Acero AISI 1010	.108	\$ 10,00	\$ 40,00
12	Catarina de regulación de tensión 08B-17*	2	Acero AISI 1018	.212	\$ 7,00	\$ 14,00
					SUBTOTAL	\$ 480,00
					IVA 12%	\$ 57,60
					TOTAL	\$ 537,60

\* Solo operaciones indicadas en planos

**Tabla 4-15:** Costo de mecanizado de las piezas del bobinador

ITEM	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	COSTO	TOTAL
1	Rodamiento axial métrico □35	2	SKF AXK - 3552	\$ 4,00	8
2	Perno Allen	6	DIN 912 M4 x15	\$ 0,10	0,6
3	Tornillo avellanado	6	DIN 7991 M4 x10	\$ 0,10	0,6
6	Rodamientos Catarina doble	4	RLS6-2Z	\$ 6,00	24
7	Anillo de retención	2	DIN 471 - 19 x1.2	\$ 0,27	0,54
8	Soportes para rodamientos(chumaceras) Øint ¾ in	4	SKF FYT 504 U	\$ 6,55	26,2
				SUBTOTAL	33,2
				IVA 12%	3,98
				TOTAL	37,18

**Tabla 4-16:** Costo de elementos normalizados del bobinador.

ITEM	DENOMINACIÓN	CNTD	DESCRIPCIÓN	COSTO	TOTAL
1	Zapata embrague	2	Placa de asbesto prensado de 5 mm. Ver plano N°1.2293.304	\$ 8,00	\$ 16,00
2	Resortes de compresión	2	Ver dimensiones en ANEXO F-1	\$ 10,00	\$ 20,00
				SUBTOTAL	\$ 36,00
				IVA 12%	\$ 4,32
				TOTAL	\$ 40,32

**Tabla 4-17:** Costo de otros elementos del bobinador.

#### 4.2.6 COSTO DE ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

ITEM	DENOMINACIÓN	CNTD	DESIGNACIÓN	COSTO	TOTAL
1	Motor AC-220v-1.5 HP	1	1.5 HP, 1800 RPM, 220V, TRIFASICO	\$ 155,60	\$ 155,60
2	Polea dentada 14 dientes	1	14H075	\$ 15,25	\$ 15,25
3	Polea dentada 16 dientes	1	16H075	\$ 18,70	\$ 18,70
4	Polea dentada 24 dientes	1	24H075	\$ 22,10	\$ 22,10
5	Polea dentada 40 dientes	1	40H075	\$ 41,50	\$ 41,50
6	Banda dentada	1	450H075/J	\$ 20,25	\$ 20,25
7	Banda dentada	1	510H075/J	\$ 30,55	\$ 30,55
8	Piñón sencillo 10 dientes	1	08BX10T	\$ 4,10	\$ 4,10
9	Piñón sencillo 14 dientes	1	08BX14T	\$ 4,77	\$ 4,77
10	Piñón sencillo 17 dientes	2	08BX17T	\$ 7,25	\$ 14,50
11	Piñón sencillo 50 dientes	1	08BX50T	\$ 29,13	\$ 29,13
12	Piñón doble 26 dientes	2	08BX26 T DOBLE	\$ 18,50	\$ 37,00
13	Candado sencillo	5	N°08B	\$ 0,71	\$ 3,55
14	Cadena de transmisión	2	08B( 3 Metros)	\$ 23,34	\$ 46,68
15	Chumaceras del eje soporte de las poleas	2	SKF FYT 504 U	\$ 6,55	\$ 13,10
				SUBTOTAL	\$ 456,78
				IVA 12%	\$ 54,81
				TOTAL	\$ 511,59

**Tabla 4-18:** Costo de los elementos de transmisión de potencia.

#### 4.2.7 COSTO DE ARMADO Y ACABADOS DE LA ESTRUCTURA Y CARCASA

ITEM	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	DESIGNACIÓN	COSTO	TOTAL
1	Perfil de acero en L	18 metros	S50-5	13 USD por 6 metros	\$ 39,00
2	Perfil de acero en U	2.4 metros	BS 4 - 76x38x7	17 USD por 6 metros	\$ 17,00
3	perfil plano	1.5 metros	50x 5	10 USD por 6 metros	\$ 17,00
4	Tol galvanizado	4 m2	1 mm espesor	1 placa	\$ 30,00
				SUBTOTAL	\$ 103,00
				IVA 12%	12,36
				TOTAL	115,36

**Tabla 4-19:** Costo de material de perfiles de acero.

ITEM	DENOMINACIÓN	CNTD	DESCRIPCIÓN	COSTO	TOTAL
1	Suelda SAW	1	Soldadura con electrodo E7018	\$ 30,00	\$ 30,00
2	Pintura y doblado de Tol	1	Pintura y doblado de Tol	\$ 150,00	\$ 150,00
				SUBTOTAL	\$ 180,00
				IVA 12%	\$ 21,60
				TOTAL	\$ 201,60

**Tabla 4-20:** Costo de soldadura, pintura y doblado de Tol.

DESCRIPCIÓN	COSTO
COSTO MATERIA PRIMA	\$ 115,36
COSTO SOLDADURA	\$ 201,60
<b>VALOR TOTAL DE ESTRUCTURA Y CARCASA</b>	<b>\$ 316,96</b>

**Tabla 4-21:** Costo de elementos de soporte estructural.

<b>VALOR TOTAL DE LOS RODILLOS DESBOBINADORES</b>	<b>\$ 940,36</b>
<b>VALOR TOTAL DE LOS RODILLOS GUÍAS</b>	<b>\$ 533,79</b>
<b>VALOR TOTAL DEL RODILLO DE ARRASTRE</b>	<b>\$ 120,50</b>
<b>VALOR TOTAL DEL RODILLO PRESOR</b>	<b>\$ 147,84</b>
<b>VALOR TOTAL DE LOS RODILLOS DESBOBINADORES</b>	<b>\$ 630,78</b>
<b>VALOR TOTAL DE LA ESTRUCTURA</b>	<b>\$ 316,96</b>
<b>VALOR DE LOS ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA</b>	<b>\$ 511,59</b>
<b>VALOR DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES</b>	<b>\$ 828,55</b>
<b>VALOR TOTAL DE LA ESTRUCTURA</b>	<b>\$ 316,96</b>
<b>\$</b>	<b>4.347,35</b>

**Tabla 4-22:** Costo de elementos de soporte estructural y de subsistemas.

## 4.2.8 COSTO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL

Variador de frecuencia 1.5 HP,220 V, 3φ	\$	390,00
PIC	\$	124,00
Teclado	\$	12,00
Displays	\$	20,00
Juego de tablero de control con sus respectivas protecciones	\$	80,00
Cables de conexión	\$	30,00
Encoder	\$	150,00
<b>COSTO DE PROGRAMACIÓN E INSTALACIÓN</b>	\$	<b>500,00</b>
	SUBTOTAL	\$ 1.306,00
	IVA 12%	\$ 156,72
	TOTAL	\$ 1.462,72

**Tabla 4-23:** Costo del sistema eléctrico y de control.



#### 4.2.9 COSTO TOTAL

COSTO TOTAL DE ELEMENTOS MECÁNICOS	\$	4.347,35
COSTO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL	\$	1.462,72
COSTO DE DISEÑO	\$	1.162,01
SUBTOTAL	\$	6.972,08
IMPREVISTOS (10% del subtotal)	\$	697,21
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>\$</b>	<b>7.669,29</b>

**Tabla 4-24:** Costo total de la máquina cortadora rebobinadora.

## **CAPÍTULO V**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **5.1 CONCLUSIONES**

- El proyecto de titulación cumple con el objetivo de la presente tesis, el cual es el diseño de una Máquina Cortadora Rebobinadora de papel, que satisface con los parámetros funcionales y requerimientos operacionales solicitados por la empresa Inmocisne.
- Los planos de taller son claros, concretos y se basan en normas de dibujo y que contienen todas las indicaciones que se necesita para realizar la construcción.
- En relación al funcionamiento de la máquina, el papel siempre se mantiene tensado, pero esta tensión varía proporcionalmente con el radio, es decir, que si el radio disminuye la tensión también disminuye o viceversa.
- En cada zona se controla independientemente la tensión del papel, con la finalidad de mantenerlo tensado a lo largo de la máquina y poder realizar el corte sin dañar los bordes del mismo.
- Por la versatilidad de la máquina, esta puede rebobinar diferentes tipos de papel, como por ejemplo papel térmico, papel adhesivo, papel bond, etc., se puede hacer combinaciones de rebobinado con diferentes tipos o colores al mismo tiempo.
- La máquina, físicamente presenta las comodidades necesarias para que su funcionamiento pueda ser ejecutada por un solo operario.
- El presente proyecto, nos ha puesto a prueba, para demostrar los conocimientos adquiridos en la Facultad de Ingeniería Mecánica, especialmente en los temas relacionados con el diseño de máquinas.
- Éste tipo de proyectos incentivan a los nuevos Ingenieros del país a crear su propia empresa y generar nuevas fuentes de trabajo.

## 5.2 RECOMENDACIONES

- Se debe calibrar los rodillos de la máquina, esta consiste en poner paralelos a todos los rodillos, para garantizar que el papel pase perpendicular a cada uno de ellos, esto permite que el papel no se rompa y poder tener una tensión uniforme a lo largo de la banda de papel.
- Se recomienda tener cuidado en el recambio de las cuchillas cortadoras, para evitar accidentes.
- El control de tensión en el bobinado de rollos de diámetros menores a 50 cm., no requiere un ajuste continuo, es por eso que el operario deberá regular la tensión al inicio y a la mitad del bobinado.
- Se recomienda mantener limpia la superficie externa de los rodillos, así evitar obtener una bobina de papel sucia.
- Tener cuidado en el momento de instalar las bobinas alimentadoras de papel sobre los rodillos desbobinadores, de ésta manera evitar que se sobrecargue al rodillo, recuerde que el peso máximo es de 50kg.
- El kit de corte para la máquina es el correspondiente al de cuchillas planas de la marca MARK ANDY modelo 830.

## **BIBLIOGRAFÍA**

- SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill, Sexta Edición; México; 2002.
- SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill, Tercera Edición; México; 1985.
- RIBA, C; Diseño Concurrente; Ediciones UPC; Primera Edición; Barcelona; 2002.
- INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor; Editorial Prentice Hall; Cuarta Edición; México; 1999.
- CHEVALIER; Dibujo Industrial; Montaner y Simón S.A.; Barcelona, 1979.
- INEN; Código de Dibujo Técnico Mecánico; Quito, 1981.
- ROLDÁN VITORIA J; Prontuario de Mecánica Industrial Aplicada; Editorial Paraninfo; Barcelona; 2000.
- MARKS; Manual del Ingeniero Mecánico; Tomos I y Tomo II; Editorial Mc Graw Hill; México; 1990.
- MARTIN FLEX COMPANY; Catálogo General de Transmisión de Movimiento; 2006.
- JUVINALL; Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica.
- CATÁLOGO GENERAL DE RODAMIENTOS SKF; 1989.

## **CONSULTAS WEB**

- <http://uilmac.com.mx/laboratorio/prop.html>; Scott W.E. "Properties of Paper: An Introduction". TAPPI Press. Atlanta, GA
- [www.pffc-online.com/mag/paper\\_web\\_tension](http://www.pffc-online.com/mag/paper_web_tension)
- [www.norskeskog.com/propiedades\\_flsico\\_mecanicas\\_y\\_opticas\\_del\\_papel.htm](http://www.norskeskog.com/propiedades_flsico_mecanicas_y_opticas_del_papel.htm)
- [www.papelnet.cl/index.htm](http://www.papelnet.cl/index.htm)
- [www.aztechmachinery.com/pdf/sidewinderproductguide.pdf](http://www.aztechmachinery.com/pdf/sidewinderproductguide.pdf)

- [www.lemu.es/pdf/sidewinderproductguide.pdf](http://www.lemu.es/pdf/sidewinderproductguide.pdf).
- [www.convertingmagazine.com](http://www.convertingmagazine.com)
- [www.delsarlame.com/tagliopressionees.htm](http://www.delsarlame.com/tagliopressionees.htm)
- [www.pffc-online.com](http://www.pffc-online.com); Mechanics of Tensión Control; Part II; PFFC magazine; December 2004.
- [www.norskeskog.com.cl](http://www.norskeskog.com.cl)
- [www.cmcontrols.com](http://www.cmcontrols.com).

## **ANEXOS**