

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA COLECTORA Y
NUMERADORA DE PAPEL CONTINUO PARA LA IMPRENTA
PUBLI-SEC, CON UNA CAPACIDAD DE 3000 NUMERACIONES
POR HORA.**

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

MARCO EDUARDO DÍAZ SÁNCHEZ

marco4127@yahoo.com

GUILLERMO PATRICIO LALAMA MELÉNDEZ

patriciolalama@gmail.com

DIRECTOR: ING. JAIME RAUL VARGAS TIPANTA

jaime.vargas@epn.edu.ec

Quito, Junio del 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, MARCO EDUARDO DÍAZ SÁNCHEZ Y GUILLERMO PATRICIO LALAMA MELÉNDEZ declaramos bajo juramento, que el trabajo aquí presentado es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional, y que hemos consultado de las fuentes bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional.

MARCO E. DÍAZ SÁNCHEZ

GUILLERMO P. LALAMA MELÉNDEZ

CERTIFICACIÓN

Certificamos que bajo nuestra supervisión el presente proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico fue desarrollado por los señores MARCO EDUARDO DÍAZ SÁNCHEZ Y GUILLERMO PATRICIO LALAMA MELÉNDEZ.

Ingeniero Jaime Vargas T.
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ingeniero Jorge Escobar.
COLABORADOR

Ingeniero Washington Altuna.
COLABORADOR

DEDICATORIA

El presente triunfo estudiantil está dedicado a mi familia, de manera muy particular a mi esposa Ambar y a mi hijo Eduardo.

Marco Eduardo

A mi novia y amiga Mayra por creer en mí aun cuando ni yo no lo hacía, llevándome al límite con su amor incondicional; mostrándome a vivir con fortaleza. Bajo la promesa de compartir nuestra vida.

A mi hijo Sebastián, para enseñarle que con empeño y trabajo se pueden alcanzar los objetivos más ambiciosos.

Guillermo Patricio

AGRADECIMIENTOS

Mi profundo agradecimiento a mis padres por la fortaleza y apoyo brindado para cumplir mis objetivos propuestos, a mi esposa, persona sin la cual este proyecto no hubiese prosperado.

Al Ingeniero Jaime Vargas, Director de Tesis, quien me ha sabido orientar y guiar en este proyecto que sella y da cuenta de un testimonio de trabajo, entrega y voluntad, dejando constancia de los más sinceros sentimientos de gratitud y amistad.

Marco Eduardo

AGRADECIMIENTOS

A Dios por darme la vida, por dejarme nacer en una familia que siempre creyó en mí, enseñándome el verdadero valor del hambre y del frío. A mis Papás Guillermo y Martha por todos los sacrificios que tuvieron que enfrentar. A mi Abuelita Olga y a mi Tía Gladys por consejos y reprimendas justas en pos de un bienestar futuro. A mis hermanos Santiago y Elizabeth por el apoyo no solo verbal sino simplemente emotivo. A mi Tío Jaime por permitir que mi estadía en Quito sea cómoda y llevadera. A mi Primo Jairo por ser una realidad viva frente a un tan difícil logro planteado como fue culminar la Politécnica Nacional.

A mis más férreos amigos Iván, Christian, Geovanny y Jorge con los que aprendí el significado de compromiso y lealtad.

Al Ingeniero Jaime Vargas quien siempre fue un excelente consejero ante dudas, inquietudes y adversidades que se presentaron en mí trajinar cotidiano a lo largo de mi estadía universitaria.

Guillermo Patricio

ÍNDICE GENERAL

1. CAPÍTULO I.....	1
GENERALIDADES	
1.1. OBJETIVOS	1
1.1.1. GENERAL.....	1
1.1.2. ESPECÍFICOS.....	1
1.2. ALCANCE.....	1
1.3. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.....	2
1.4. INTRODUCCIÓN.....	2
1.5. EL PAPEL.....	3
1.5.1. RESEÑA HISTÓRICA.....	5
1.5.2. PROCESOS DE OBTENCIÓN	6
1.5.2.1. TRANSPORTE DE MADERA HASTA LA FÁBRICA	7
1.5.2.2. ACONDICIONAMIENTO DE MATERIAS PRIMAS.....	7
1.5.2.3. LAVADO DE LA MADERA.....	7
1.5.2.4. DESCORTEZADO DE MADERA.....	7
1.5.2.5. BLANQUEO DE PASTA	9
1.5.2.6. PROCESO DE LAMINACIÓN DE LAS PASTA EN MÁQUINA.....	9
1.5.3. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	10
1.5.4. PAPEL CONTINUO	13
1.5.4.1. FORMATOS DE PAPEL CONTINUO	16
1.5.5. TIPOS DE PAPEL.....	18
1.5.5.1. FORMATOS DE PAPEL	20
1.5.6. PRODUCCIÓN MUNDIAL	22
1.5.7. RECICLAJE DEL PAPEL.....	24
1.5.7.2. PROCESO DE RECICLAJE DEL PAPEL.....	24
1.5.7.3. TIPOS DE PAPEL DESDE EL PUNTO DE VISTA DEL RECICLADO .	25
1.5.7.4. ACEPTACIÓN DEL PAPEL RECICLADO POR LA SOCIEDAD.....	27

2. CAPÍTULO II.....	29
REQUERIMIENTOS, PARÁMETROS Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN	
2.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	29
2.2. REQUERIMIENTOS.....	29
2.2.1. PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN DE MERCADO.....	30
2.2.2. DETERMINACIÓN DE LA MUESTRA.....	31
2.2.3. ENCUESTA.....	32
2.2.3.1. PASOS PARA EL DESARROLLO DE LA ENCUESTA.....	32
2.2.3.2. CARACTERÍSTICAS DE LA ENCUESTA.....	33
2.2.3.3. CONTENIDO DE LAS PREGUNTAS.....	33
2.2.3.4. FORMATO DE LAS RESPUESTAS.....	33
2.2.4. MODELO DE ENCUESTA.....	33
2.2.5. CONCLUSIONES DE LA ENCUESTA.....	33
2.3. CARACTERÍSTICAS Y LIMITACIONES DEL DISEÑO.....	33
2.3.1. CARACTERÍSTICAS DEL PROTOTIPO.....	34
2.3.2. LIMITACIONES DEL DISEÑO.....	34
2.4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE DISEÑO.....	36
2.4.1. PARÁMETROS FUNCIONALES.....	36
2.5. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.....	37
2.5.1. ALTERNATIVA 1.....	37
2.5.1.1. DESCRIPCIÓN.....	37
2.5.1.2. VENTAJAS.....	38
2.5.1.3. DESVENTAJAS.....	38
2.5.2. ALTERNATIVA 2.....	39
2.5.2.1. DESCRIPCIÓN.....	39
2.5.2.2. VENTAJAS.....	40
2.5.2.3. DESVENTAJAS.....	40
2.6. SELECCIÓN DE ALTERNATIVA.....	41
2.6.1. FACTORES PARA EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS.....	42
2.6.2. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	43

3. CAPÍTULO III..... 50

DISEÑO

3.1.	CÁLCULO DE LA VELOCIDAD ANGULAR DEL EJE PARA EL SISTEMA DE ARRASTRE	50
3.2.	DETERMINACIÓN DE LAS VELOCIDADES ANGULARES DE LAS POLEAS DE REDUCCIÓN	51
3.3.	DISEÑO DEL EJE 8	54
3.3.1.	CÁLCULO DEL PESO DEL TINTERO	55
3.3.2.	CÁLCULO DEL TORQUE PARA VENCER LOS MOMENTOS DE INERCIA.....	56
3.3.2.1.	CÁLCULO DEL PESO DE LOS ELEMENTOS DEL EJE 9	56
3.3.2.2.	CÁLCULO PARA ELEMENTOS DEL EJE 10.....	62
3.3.3.	DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE 8.....	67
3.3.3.1.	DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES	69
3.3.3.2.	CÁLCULO DE ESFUERZOS	71
3.3.3.3.	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD	72
3.3.4.	DISEÑO DINÁMICO	73
3.3.4.1.	CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES	73
3.3.4.2.	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL	74
3.3.4.3.	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO	75
3.4.	DISEÑO DEL EJE 7	76
3.4.1.	CÁLCULO DEL TORQUE PARA VENCER EL MOMENTO DE INERCIA DE LA CADENA.....	78
3.4.2.	CARGAS DEBIDO AL PESO DE LAS GRAPADORAS-SEPARADORES ...	80
3.4.3.	CARGAS DEBIDO A LAS INERCIAS PARA EL ARRASTRE DEL EJE	82
3.4.3.1.	CÁLCULO DE LOS MOMENTOS DE INERCIA DEL EJE 6.....	83
3.4.4.	DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE 7.....	87
3.4.4.1.	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE FUERZA CORTANTE Y DE INERCIA DEL EJE 7	89
3.4.4.2.	CÁLCULO DE ESFUERZOS	91
3.4.4.3.	CÁLCULO DE FACTOR DE SEGURIDAD	93
3.4.5.	DISEÑO DINÁMICO	93

3.4.5.1. CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES	94
3.5. DISEÑO DEL EJE 4	94
3.5.1. CÁLCULO DE TORQUE Y CARGA PARA ARRASTRE DE LAS HOJAS	95
3.5.2. DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE.....	97
3.5.2.1. DIAGRAMA DE MOMENTO FLEXIONANTE Y FUERZA CORTANTE DEL EJE 4.....	98
3.5.2.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS	100
3.5.2.3. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO	101
3.5.3. DISEÑO DINÁMICO	102
3.5.3.1. CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES	102
3.5.3.2. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL	103
3.5.3.3. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO	104
3.6. DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN 3.....	105
3.6.1. CÁLCULO DEL MOMENTO DE INERCIA DE LA CADENA.....	106
3.6.2. DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE DE TRANSMISIÓN	109
3.6.2.1. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR	113
3.6.2.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS	114
3.6.2.3. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO	115
3.6.3. DISEÑO DINÁMICO	116
3.6.3.1. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL	116
3.6.3.2. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO	117
3.7. DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN 2.....	118
3.7.1. ANÁLISIS DE LA POLEA CONDUcida.....	120
3.7.2. DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE DE TRANSMISIÓN 2	121
3.7.2.1. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR	124
3.7.2.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS	126
3.7.2.3. CÁLCULO DEL FACTOR DE DISEÑO ESTÁTICO.....	127
3.7.3. DISEÑO DINÁMICO	127
3.7.3.1. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL	128
3.7.3.2. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO	129
3.8. DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN 1.....	130
3.8.1. ANÁLISIS DE LA POLEA CONDUcida.....	131
3.8.2. DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE DE TRANSMISIÓN	132

3.8.2.1.	DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR	135
3.8.2.2.	CÁLCULO DE ESFUERZOS	137
3.8.2.3.	CÁLCULO DEL FACTOR DE DISEÑO ESTÁTICO.....	138
3.8.3.	DISEÑO DINÁMICO	138
3.8.3.1.	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL	139
3.8.3.2.	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO	140
3.9.	SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO	141
3.9.1.	DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.....	143
3.9.1.1.	DISEÑO ESTÁTICO	145
3.9.1.2.	DISEÑO DINÁMICO A FLEXIÓN.....	146
3.9.1.2.1.	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DINÁMICA.....	147
3.9.1.2.2.	CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO	149
3.9.2.	DISEÑO DEL SEGUNDO PAR DE ENGRANAJES.....	152
3.9.2.1.	DISEÑO ESTÁTICO	154
3.9.2.2.	CÁLCULO DEL DISEÑO DINÁMICO A FLEXIÓN.....	156
3.9.2.2.1.	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DINÁMICA.....	157
3.9.2.2.2.	FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO.....	159
3.10.	SELECCIÓN DE CADENAS Y CATARINAS.....	161
3.10.1.	SISTEMA 1.....	161
3.10.1.1.	SELECCIÓN DE LA CADENA.....	162
3.10.1.2.	SELECCIÓN DE LAS CATARINAS.....	166
3.10.2.	SISTEMA 2.....	167
3.10.2.1.	SELECCIÓN DE LA CADENA.....	167
3.10.2.2.	SELECCIÓN DE LAS CATARINAS.....	169
3.11.	SELECCIÓN DE BANDAS	170
3.11.1.	BANDA 1	170
3.11.2.	BANDA 2	176
3.11.3.	BANDA 3	178
3.12.	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	180
3.12.1.	RODAMIENTOS DEL EJE 8	180
3.12.2.	RODAMIENTOS DEL EJE 7	182
3.12.3.	RODAMIENTOS DEL EJE 4	183
3.12.4.	RODAMIENTOS DEL EJE 3	185

3.12.5. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DE LOS EJES 5, 6, 9, 10	187
3.13. SELECCIÓN DE CHUMACERAS	187
3.14. CÁLCULO DE LAS COLUMNAS DE LA ESTRUCTURA	188
3.14.1. ANÁLISIS DE CARGAS	188
3.14.2. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA ESTRUCTURA	191
3.14.3. CÁLCULO DE LAS COLUMNAS DE LA ESTRUCTURA.....	192

4. CAPÍTULO IV 195

CONSTRUCCIÓN MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO

4.1. GENERALIDADES	195
4.2. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA	195
4.2.1. MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS	196
4.2.2. ETAPAS DE CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO.....	197
4.3. DIAGRAMA DE FLUJO DE CONSTRUCCIÓN	198
4.3.1. DIAGRAMA DE FLUJO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ESTRUCTURA	
DE SOPORTE NUMERADORA Y COLECTORA DE PAPEL CONTINUO	199
4.3.2. DIAGRAMA DE FLUJO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE RELACIÓN DE	
TRANSMISIÓN PARA LA NUMERADORA Y COLECTORA DE PAPEL	
CONTINUO.....	200
4.3.3. DIAGRAMA DE FLUJO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE SISTEMA MOTRIZ	
DE LA NUMERA Y COLECTORA DE PAPEL CONTINUO.....	201
4.4. PRUEBAS DE CAMPO	202
4.4.1. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	203

5. CAPÍTULO V 204

ANÁLISIS DE COSTOS

5.1. COSTOS DIRECTOS.....	204
5.1.1. COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS.....	204
5.1.2. COSTO DE ELEMENTOS TERMINADOS	206

5.1.3. COSTO DE MAQUINADO	208
5.2. COSTOS INDIRECTOS	209
5.3. COSTO TOTAL	209
6. CAPÍTULO VI	210
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
6.1. CONCLUSIONES	210
6.2. RECOMENDACIONES.....	212
7. BIBLIOGRAFÍA	213

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1: Cúmulo de Papel.....	3
Figura 1-2: Elemento mecánico siendo embalado con papel.....	4
Figura 1-3: Uso del papel en el área de la construcción	4
Figura 1-4 : Planta Procesadora de Papel	6
Figura 1-5: Secuencia de procesos en las operaciones de fabricación de papel	10
Figura 1-6: Formulario de papel continuo pre-impreso.....	13
Figura 1-7: Distribución de Papel Químico	15
Figura 1-8: Formato de Papel Continuo	17
Figura 1-9: Mayores consumidores de papel (en millones de dólares)	23
Figura 1-10: Proceso de fabricación de papel reciclado.....	25
Figura 2-1: Modelo para la compra de una maquinaria.....	30
Figura 2-2: Pasos para el desarrollo de la encuesta	32
Figura 2-3: Alternativa 1	38
Figura 2-4: Alternativa 2	40
Figura 3-1: Eje número Cuatro.....	50
Figura 3-2: Isometría del Sistema de Reducción de Velocidades	52
Figura 3-3: Sistema de Reducción por Poleas	52
Figura 3-4: Posición ejes 8,9 y 10	55
Figura 3-5(a): Rodillo para Tinta.....	56
Figura 3-5(b): Rodillo para Tinta.....	56
Figura 3-6 (a): Eje 9	58
Figura 3-6 (b): Eje 9	58
Figura 3-7 (a): Engranaje 4	59
Figura 3-7 (b): Engranaje 4	59
Figura 3-8 (a): Cilindro de Madera	62
Figura 3-8 (b): Cilindro de Madera	62
Figura 3-9 (a): Eje 10	63
Figura 3-9 (b): Eje 10	63
Figura 3-10 (a): Engranaje 5	64
Figura 3-10 (b): Engranaje 5	64

Figura 3-11: Engranajes del eje 8	65
Figura 3-12: Análisis geométrico del Engranaje 3	66
Figura 3-13: Configuración Longitudinal del eje 8	67
Figura 3-14: Diagrama de Cuerpo Libre del eje 8.	67
Figura 3-15: Fuerza Cortante y Momento Flector del eje 8 (PLANO X-Z).....	69
Figura 3-16: Fuerza Cortante y Momento Flector del eje 8 (PLANO Y-Z).....	70
Figura 3-17: Esfuerzos combinados uniaxial del eje 8	71
Figura 3-18 (a): Esfuerzos fluctuantes en función del tiempo	73
Figura 3-18 (b): Esfuerzos fluctuantes en función del tiempo	73
Figura 3-19: Línea de Goodman para el eje 8.....	75
Figura 3-20: Sistema de Catarinas y Cadenas del eje 7	76
Figura 3-21: Diagrama de Cuerpo Libre de Cadenas y Catarinas.....	77
Figura 3-22 (a): Cadena	78
Figura 3-22 (b): Cadena	78
Figura 3-23: Fuerzas que actúan en la cadena	79
Figura 3-24 (a): Grapadoras-Separadores	80
Figura 3-24 (b): Grapadoras-Separadores	80
Figura 3-25: Sistema de Engranajes de los ejes 6 y 7	82
Figura 3-26 (a): Eje 6	83
Figura 3-26 (b): Eje 6	83
Figura 3-27 (a): Grapa Inferior.....	84
Figura 3-27 (b): Grapa Inferior.....	84
Figura 3-28 (a): Engranaje 2	85
Figura 3-28 (b): Engranaje 2	85
Figura 3-29: Diagrama de Cuerpo Libre del Engranaje 2.....	86
Figura 3-30: Configuración Longitudinal del Eje 7.....	87
Figura 3-31: Diagrama de Cuerpo Libre del Eje 7.....	87
Figura 3-32: Diagrama de Fuerza Cortante del Eje 7 (Plano X-Z).....	89
Figura 3-33: Diagrama de Fuerza Cortante del Eje 7 (Plano Y-Z).....	90
Figura 3-34: Esfuerzos Sección E	91
Figura 3-35: Esfuerzos Sección B	92
Figura 3-36: Esfuerzos Fluctuantes Eje 7	94
Figura 3-37: Eje 4.....	94

Figura 3-38: Fuerzas que actúan en un Mecanismo de Arrastre.....	96
Figura 3-39: Configuración Longitudinal del Eje 4.....	97
Figura 3-40: Diagrama de Cuerpo Libre del Eje 4.....	97
Figura 3-41: Diagrama y Fuerza Cortante y Momento Flector del Eje 4	99
Figura 3-42: Elemento de Esfuerzo Sección C, Eje 4	100
Figura 3-43: Elemento de Esfuerzo Sección E, Eje 4.....	101
Figura 3-44: Esfuerzos Fluctuantes.....	102
Figura 3-45: Línea de Goodman	104
Figura 3-46: Accionamiento eje de transmisión 3.....	105
Figura 3-47: Sistema de Catarinas.....	105
Figura 3-48 (a): Cadena	107
Figura 3-48 ba): Cadena	107
Figura 3-49: Fuerzas que actúan en la Cadena	108
Figura 3-50: Eje de Transmisión 3	109
Figura 3-51: Sección D del Eje de Transmisión 3	109
Figura 3-52: Diagrama de Cuerpo Libre del Eje de Transmisión 3.....	111
Figura 3-53: Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector Plano X-Y	113
Figura 3-54: Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector Plano Y-Z	114
Figura 3-55: Elemento de Esfuerzos	115
Figura 3-56 (a): Esfuerzos Fluctuantes en Función del Tiempo.....	116
Figura 3-56 (b): Esfuerzos Fluctuantes en Función del Tiempo.....	116
Figura 3-57: Línea de Goodman	117
Figura 3-58: Configuración Longitudinal del Eje de Transmisión 2	118
Figura 3-59: Diagrama de Cuerpo Libre del Sistema de Poleas	119
Figura 3-60: Cargas de la Polea Conducida	120
Figura 3-61: Diagrama de Cuerpo Libre del Eje de Transmisión 2.....	121
Figura 3-62: Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector del Eje de Transmisión 2.....	124
Figura 3-63: Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector del Eje de Transmisión 2.....	125
Figura 3-64: Elemento de Esfuerzos	126
Figura 3-65 (a): Esfuerzos Fluctuantes en Función del tiempo	127
Figura 3-65 (b): Esfuerzos Fluctuantes en Función del tiempo	127

Figura 3-66: Línea de Goodman	129
Figura 3-67: Eje de Transmisión 1	130
Figura 3-68: Diagrama de Cuerpo Libre del Eje de Transmisión 1.....	130
Figura 3-69: Cargas de la Polea Conducida	131
Figura 3-70: Diagrama de Cuerpo Libre del Eje de Transmisión 2.....	132
Figura 3-71: Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector	135
Figura 3-72: Diagrama de Fuerza Cortante Y Momento Flector.....	136
Figura 3-73 (a): Esfuerzos Fluctuantes en Función del tiempo	138
Figura 3-73 (a): Esfuerzos Fluctuantes en Función del tiempo	138
Figura 3-74: Línea de Goodman	140
Figura 3-75: Motor Eléctrico por un Sistema de Bandas y Poleas	141
Figura 3-76: Diagrama de Cuerpo Libre del Motor	141
Figura 3-77: Engranajes.....	143
Figura 3-78: Diagrama de Cuerpo Libre de los Engranajes	144
Figura 3-79: Diagrama de Cuerpo Libre del Piñón	144
Figura 3-80: Factores de Acabado Superficial	148
Figura 3-81: Sistema de Engranajes	152
Figura 3-82: Par de Engranaje 1	153
Figura 3-83: Factores de Acabado Superficial	157
Figura 3-84: Mecanismo de Transmisión de Cadena y Catarina.....	161
Figura 3-85: Sistema de Tres Catarinas.....	166
Figura 3-86: Diseño de Transmisión de Cadena y Catarina.....	167
Figura 3-87: Sistema de Catarinas.....	169
Figura 3-88: Banda 1.....	170
Figura 3-89: Factores de corrección k_1 , ángulos de contacto hasta de 180°	174
Figura 3-90: Sistema Banda 2 y Eje de Transmisión1	176
Figura 3-91: Banda 3.....	178
Figura 3-92: Diagrama de Cuerpo Libre de la Estructura.....	191
Figura 3-93: Diagrama de Cuerpo Libre de las Columnas de la Estructura	192
Figura 4-1: Diagrama de flujo para la construcción de estructura de soporte numeradora y colectora de papel continuo.....	199
Figura 4-2: Diagrama de flujo para la construcción de Relación de Transmisión para la Numeradora y Colectora de Papel Continuo	200

Figura 4-3: Diagrama de flujo para la construcción de sistema motriz de la numeradora y colectora de papel continuo.....	201
--	-----

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1: Tamaños de papel continuo	17
Tabla 1-2: Formatos DIN A.....	21
Tabla 1-3: Formatos ISO series A, B y C.	21
Tabla 1-4: Producción mundial de papel y cartón	22
Tabla 2-1: Alternativas de diseño y construcción	42
Tabla 2-2: Criterios de Evaluación	42
Tabla 2-3: Criterios de Evaluación	43
Tabla 2-4: Evaluación del Peso Específico del Criterio de Precio	44
Tabla 2-5: Evaluación del Peso Específico del Criterio	44
Tabla 2-6: Evaluación del Peso Específico del Criterio de Operación.....	45
Tabla 2-7: Evaluación del Peso Específico del Criterio de Numeraciones	45
Tabla 2-8: Evaluación del Peso Específico del Criterio de Fuente Eléctrica	46
Tabla 2-9: Evaluación del Peso Específico del Criterio de Tamaño	46
Tabla 2-10: Evaluación del Peso Específico del Criterio de Ergonomía.....	47
Tabla 2-11: Evaluación del Peso Específico del Criterio del Seguridad	47
Tabla 2-12: Resumen de Evaluación de alternativas.	48
Tabla 3-1: Factor de Lewis	146
Tabla 3-2: Factores de Tamaño para Dientes de Engrane Rectos	148
Tabla 3-3: Factores de Efectos Diversos para Flexión en un solo Sentido	149
Tabla 3-4: Factor de Corrección por Sobrecarga k_o	150
Tabla 3-5: Factor de Distribución de la Carga k_m para Engranajes Cilíndricos Rectos.....	151
Tabla 3-6: Valores del Factor de Forma y de Lewis de la Agma	155
Tabla 3-7: Factor Geométrico J de la Agma para el cado de Dientes con $\Phi = 20^\circ$, $a = 0.80$ pulg, $b = 1.00$ pulg	156
Tabla 3-8: Factores de Tamaño para Dientes de Engrane Rectos	158
Tabla 3-9 : Factores de Efectos Diversos para Flexión en un solo Sentido	158
Tabla 3-10: Factor de Corrección por Sobrecarga k_o	160

Tabla 3-11 Factor de Distribución de la Carga k_m para Engranajes Cilíndricos	
Rectos	160
Tabla 3-12: Factores de Servicio para Cargas k_s	163
Tabla 3-13: Capacidad o Potencia Nominal (en HP) de Cadenas de Rodillos de	
Paso Simple y un solo Cordón de Rueda Dentada de 17 Dientes.....	164
Tabla 3-14: Factores de Corrección para los Dientes	164
Tabla 3-15: Longitudes de Paso Estándar L_p y Factores de Corrección de	
Longitud K_2 para Bandas V Comunes SI de Servicio Pesado	165
Tabla 3-16: Constantes para Emplear en la Ecuación de la Potencia	
Nominal de Transmisiones de Banda	172
Tabla 3-17: Factores de Relación de Velocidad para Emplear en la Ecuación	
de la Potencia Nominal de Transmisiones de Bandas	173
Tabla 3-18: Longitudes Normales L , y Factores de Corrección de Longitud	
k_2 para Bandas V Iniciales.	175
Tabla 3-19: Cargas Debido al Sistema Numerado	188
Tabla 3-20: Cargas Debido al Motor	189
Tabla 3-21: Cargas Debido al Eje de Transmisión 2 y al Eje de Transmisión 1	190
Tabla 4-1: Tipo y Designación de Máquinas Herramientas y Equipos	196
Tabla 4-2: Tipos de Operaciones a Utilizarse.....	197
Tabla 4-3: Simbología Utilizada en el Diagrama de Flujo.....	198
Tabla 4-4: Resultados de las Pruebas Realizadas.....	202
Tabla 5-1: Costo de Materiales Directos	205
Tabla 5-2: Costo de los Elementos Normalizados.....	206
Tabla 5-3: Costo por Maquinado	208
Tabla 5-4: Costos Indirectos.....	209
Tabla 5-5: Costo Total de la máquina	209

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO I: MODELO DE ENCUESTA.....	214
ANEXO II: CONCLUSIONES DE LA ENCUESTA	217
ANEXO III: CADENA ANSI # 41.....	226
ANEXO IV: CATARINAS Nk-47	228
ANEXO V: BANDAS V TIPO 43.....	230
ANEXO VI: CHUMACERAS SUCP 204	232
ANEXO VII: PROTOCOLO DE PRUEBAS	234
ANEXO VIII: ACERO INOXIDABLE	236
ANEXO IX: FOTOGRAFIAS.....	238
ANEXO X: HOJAS DE PROCESOS	241
ANEXO XI: PLANOS.....	283

RESUMEN

El presente proyecto inicia con el estudio estadístico de establecimientos gráficos en la ciudad de Ambato, para obtener las características a implementarse en el prototipo, por parte de imprentas establecidas con maquinaria importada, y, en contraparte micro empresas que requieren adquirir maquinaria para trabajo en papel continuo.

Se utilizó un estudio comparativo y de ponderación de criterios, para seleccionar la alternativa que cumpla con los requerimientos planteados, respecto a seguridad, facilidad de operación, tamaño, peso, entre otras.

A continuación se dimensionan todos los sistemas que constituyen la Colectora y Numeradora de Papel Continuo, para esto se tomó en cuenta criterios de resistencia a la fatiga, análisis de mecanismos de transmisión, y en general criterios de diseño y selección de elementos mecánicos.

Se elaboraron los planos de taller y de montaje de la Colectora y Numeradora de Papel Continuo, para posteriormente seguir con el proceso de fabricación, y establecer los tipos de máquina-herramienta, proceso de corte y soldadura entre otros los que se utilizarán para la transformación de la materia prima.

Con el prototipo ensamblado se realizaron las pruebas de campo, lo que permitió verificar el correcto funcionamiento de la máquina de acuerdo con los parámetros establecidos.

Posteriormente se realizó un análisis de costos, en el que se demostró que el prototipo cumplió con el objetivo de disminuir costos de producción de este tipo de maquinaria para la industria gráfica.

INTRODUCCION

El presente Proyecto se desarrollo por la necesidad de impulsar el diseño y la fabricación de maquinaria nacional para industria grafica. La creciente ola de importaciones de maquinaria para la impresión en papel continuo ha relegado el adelanto de la producción de este tipo de equipo en nuestro país.

El presente proyecto se basa en diseñar y construir una solución para la necesidad de la Imprenta PUBLI-SEC, misma que se encuentra en la ciudad de Ambato, de recolectar y numerar formas continuas de una manera segura y sin ocasionar daños al papel continuo.

La máquina colectora y numeradora pretende abaratar los costos de construcción, lo que se reflejara en una reducción en la importación de maquinaria de similares características. Cabe mencionar que para el diseño se realizo un estudio estadístico para determinar las funciones y lineamientos del prototipo, basados en los criterios de los propietarios de imprentas establecidas en la ciudad de Ambato que poseen y que desean adquirir una maquina de las características desarrolladas en el presente Proyecto de Titulación.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. GENERAL

Diseñar y construir una máquina colectora y numeradora de papel continuo para la imprenta PUBLI-SEC, con una capacidad de 3.000 numeraciones por hora.

1.1.2. ESPECÍFICOS

- Vincular a la universidad con la problemática nacional en el desarrollo de máquinas producidas en nuestro país que se utilicen en el medio gráfico.
- Garantizar que el papel continuo no sufra daños durante el proceso de recolección y numeración.
- Reducir los tiempos muertos en el proceso de numeración de formas continuas.
- Entregar a la imprenta PUBLI-SEC un prototipo que se ajuste a los requerimientos específicos de ésta empresa.

1.2. ALCANCE

Se realizará un estudio de campo en la industria gráfica para determinar los requerimientos y parámetros del diseño y construcción.

Se estudiará y seleccionará la mejor alternativa de diseño de recolección y numeración.

Se diseñarán y elaborarán los planos de taller y de montaje.

Se realizará un protocolo de pruebas para determinar capacidades y limitaciones en el diseño y construcción de la máquina colectora y numeradora de papel continuo.

Se realizará la construcción, el montaje y las pruebas de campo.

Se elaborará el análisis de costos del prototipo.

1.3. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Las artes gráficas a través del tiempo han sido fundamentales en el desarrollo de publicidad, diseño, campañas y un sin número de formas impresas.

El presente proyecto se basa en diseñar y construir una solución para la necesidad de la Imprenta PUBLI-SEC de recolectar y numerar formas continuas de una manera segura y sin ocasionar daños al papel continuo.

El desarrollo de la máquina colectora y numeradora pretende abaratar los costos de construcción de maquinaria gráfica en el país, ocasionando una reducción en la importación de maquinaria de similares características; además del aporte al crecimiento de la industria nacional.

1.4. INTRODUCCIÓN

En el transcurso del tiempo el papel se ha configurado en el elemento más adoptado por los hombres para dibujar y escribir, dos rasgos diferenciales del grado de civilización del ser humano con respecto al resto de componentes de la naturaleza. La aparición del papel se vio forzada por la necesidad de un nuevo soporte de transmisión de información de fácil obtención, manejo y

almacenamiento, ventajas incuestionables que este material presenta sobre otros soportes como eran primitivamente las lajas de piedra.

Se establece que la invención de la escritura y la numeración fueron inducidas por la necesidad de inventariar y contabilizar los excedentes de cosechas almacenados en épocas de bonanza por las primitivas culturas sedentarias y agrícolas de Mesopotamia.

1.5. EL PAPEL

La palabra “papel” se deriva del término griego papiro, material aprovechado para la escritura de la civilización egipcia.

Es una delgada hoja muy versátil elaborada con pasta de fibras vegetales que son molidas, blanqueadas, desleídas en agua, secadas y endurecidas posteriormente; a la pulpa de celulosa, normalmente, se le añaden sustancias como el polipropileno o el polietileno con el fin de proporcionar diversas características.

En la Figura 1-1 se observa un cúmulo de papel listo a ser usado.

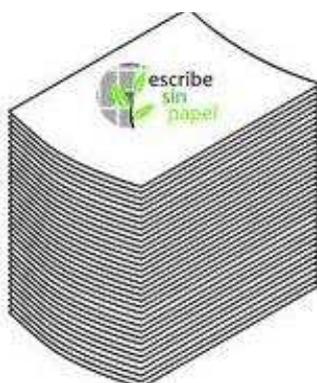


Figura 1-1: Cúmulo de Papel

Fuente: <http://descubrinosestabilien.blogstop.com/2009/05/est>

Por sus propiedades los usos más comunes del papel son el de la escritura e impresión sin dejar a un lado su empleo en el embalaje de materiales, en procesos industriales y en la construcción, hechos que se pueden apreciar en la Figura 1-2 y Figura 1-3.



Figura 1-2: Elemento mecánico siendo embalado con papel

Fuente: <http://logismarhet.es/iem/embalaje-activo-anticorrosivo>



Figura 1-3: Uso del papel en el área de la construcción

Fuente: http://ambientes.ec/_images/imagenes_disenos_hogar/fotos_grandes/papel_tapiz

1.5.1. RESEÑA HISTÓRICA

En el año 3.000 a.C. se estima, que por parte de los egipcios se descubrió la técnica de obtención de hojas de fibra rudimentarias las cuales podían ser empleadas para la escritura, las hojas en mención estaban confeccionadas a partir de una planta que crecía a la orilla del río Nilo, el papiro.

La invención del papel tal y como lo conocemos hoy se atribuye a Ts'ai Lun, oficial de la corte del emperador chino, del que se tiene noticias de que en el año 105 a.C. había descubierto un método de obtención de papel más refinado que el papiro.¹

El método consistía en mezclar diferentes tipos de fibras, como, cáñamo y trapos con agua, machacar la mezcla hasta conseguir la completa separación de las fibras, y luego disponerlas sobre un molde rectangular poroso y prensarlas para separar el agua y conseguir la unión solidaria de las fibras; éste es pues, con todo derecho, el predecesor del papel existente en nuestros días, que con diferentes métodos y técnicas es producido a partir de fibras vegetales.²

Durante el siglo XX, los métodos de obtención de papel no han sido modificados sustancialmente, pero sí la eficiencia, costo y el respeto al medioambiente de los mismos, gracias al gran avance en nuevos materiales y la optimización de los procesos.

En la actualidad los nuevos campos de investigación se basan en la posibilidad de mejorar las técnicas ya existentes, descubrir nuevos procesos para utilizar mayor diversidad de materias primas, tanto nuevas especies vegetales accesibles, como desechos forestales o materiales reciclados.

¹ <http://www.textoscientificos.com/papel/historia>

² <http://historiadelaescritura.blogspot.es/1209996660/>

1.5.2. PROCESOS DE OBTENCIÓN

Existen varias técnicas, las cuales han ido desarrollando y mejorando a lo largo del tiempo, las mismas que presentan ventajas e inconvenientes que han de ser evaluados conforme al tipo de producto final que se desea obtener, teniendo en cuenta parámetros tales como resistencia del papel a la rotura, al rasgado, al rozamiento, al plegado, rugosidad, blancura, etc. Además de costo unitario del proceso, impacto medioambiental de la producción, tipo de materia prima disponible, etc.

En la Figura 1-4 se muestra una planta productora de papel a gran escala.



Figura 1-4 : Planta Procesadora de Papel

Fuente: <http://www.taringa.net/posts/noticias/3060390/irreglaridades-en-su-planta-de-celulosa.html>

Ya que la materia prima más utilizada en la fabricación del papel son las pulpas de madera virgen, se a continuación se describe el proceso de fabricación de papel más general a partir de fibras vegetales madereras.

1.5.2.1. TRANSPORTE DE MADERA HASTA LA FÁBRICA

Los troncos de madera son transportados desde la explotación forestal en la que han sido talados hasta la fábrica en la que se van a tratar para la obtención del papel.³

1.5.2.2. ACONDICIONAMIENTO DE MATERIAS PRIMAS

Cualquiera que sea el método utilizado en el procesamiento de la madera para obtener la pulpa, ésta necesita unas operaciones previas que tienen como fin que en el proceso de deslignificación (separación de la fibras celulósicas) no se introduzcan impurezas que puedan perjudicar el proceso. Éste es un tratamiento estándar para todo tipo de maderas, aunque dependiendo del tipo específico empleado, cada uno de los tratamientos será más o menos crítico.⁴

1.5.2.3. LAVADO DE LA MADERA

Este tratamiento se realiza mediante aspersion de agua a presión para tratar de retirar cualquier partícula adherida a la madera, de forma natural o durante el transporte, para evitar impurezas en la línea de proceso.

1.5.2.4. DESCORTEZADO DE MADERA

Los troncos son llevados a unos grandes cilindros huecos giratorios. El rozamiento que se produce entre ellos y entre los troncos y la pared interior del cilindro, hace que la corteza se separe del núcleo del tronco.

La importancia de esta operación radica en que la cantidad de corteza que debe utilizarse tiene que ser mínima, ya que produce un efecto debilitador indeseable en la pasta de papel, durante este proceso se pierde una mínima fracción de

³ <http://papelreciclado.pe.tripod.com/papelreciclado/id2.html>

⁴ <http://www.taringa.net/posts/info/7468375/Proceso-de-la-elabracion-del-papel.html>

madera, pero esto es admisible en aras de la superior calidad de la pulpa obtenida.⁵

El objetivo que se busca en esta parte del proceso es la separación de las fibras (celulosa) que constituyen el núcleo del tronco, para ello se deben romper las uniones entre fibras constituidas por ligninas y otros elementos.

Una vez acondicionada la madera, se introduce en la unidad correspondiente para separar las fibras que constituyen el esqueleto de la madera; existen tres grandes grupos de procesamiento de la madera para la separación de las fibras y la lignina, que se clasifican en función de la naturaleza de la separación; estos son:

- **PROCESOS MECÁNICOS**

La única acción separadora es la aplicación de fuerzas de compresión y corte para conseguir la separación de las fibras, empleando un procedimiento similar al de un molino, en una gran cámara se hace girar sobre su eje a una piedra que es la que se encarga, por fricción, de separar las fibras de las que está compuesto el tronco del árbol.

- **PROCESOS SEMI-QUÍMICOS**

Se utiliza una combinación de tratamientos mecánicos con la adición de ciertos reactivos químicos que aceleran y optimizan la separación.

- **PROCESOS QUÍMICOS**

Están basados en tratamientos puramente químicos, adicionando a la madera reactivos químicos que producen por sí solos la separación de la lignina de la celulosa. Normalmente son llevados a cabo a alta temperatura y presión.

La madera reducida a la granulometría adecuada se cuece en un gran recipiente a presión añadiéndole diversos productos químicos tales como sosa cáustica, bisulfito sódico etc. (dependiendo del sistema elegido) y vapor de agua.

⁵ <http://www.taringa.net/posts/info/7468375/Proceso-de-la-elabracion-del-papel.html>

1.5.2.5. BLANQUEO DE PASTA

Dependiendo de la blancura inicial de las fibras, de la blancura que se quiera obtener en el papel y del proceso empleado para la obtención de la pasta es necesario aplicar el sistema de blanqueo adecuado. En general la pasta se trata con productos químicos tales como: cloro, hipoclorito sódico, dióxido de cloro, peróxido de hidrógeno, sosa cáustica etc.

1.5.2.6. PROCESO DE LAMINACIÓN DE LAS PASTA EN MÁQUINA

Consiste en poner las fibras en una suspensión acuosa con consistencias comprendidas entre 4 y 12 gr/l. para que puedan unirse convenientemente y posteriormente secarse por sistemas gravimétricos, mecánicos y térmicos para obtener una lámina de papel con una proporción de humedad comprendida entre el 7% y 9%.

La Figura 1-5 ilustra el procedimiento más completo de fabricación de pasta y papel de la época actual: elaboración de la mecánica de la pasta; elaboración de la química de la pasta; reciclado del papel usado; fabricación de papel, y procesos de transformación. Hoy en día, la industria se puede dividir en dos grandes sectores de acuerdo con los tipos de productos fabricados. La pasta se elabora generalmente en grandes fábricas situadas en las mismas zonas donde se recolecta la fibra (es decir, las principales regiones forestales). Muchas de estas instalaciones también fabrican papel (por ejemplo: papel prensa, papel de escribir, papel para imprenta o papel de seda) o cartón.

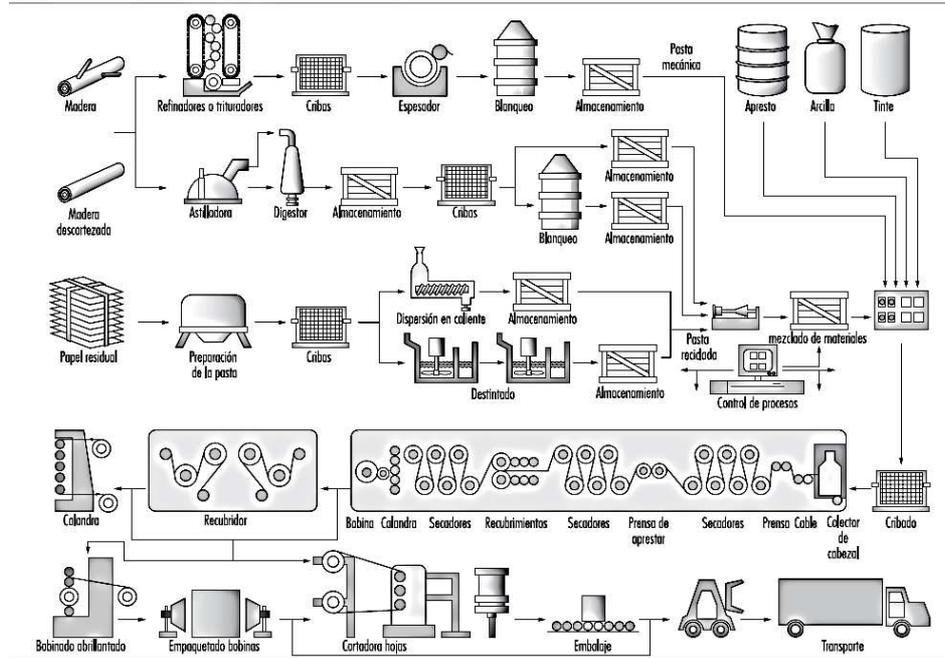


Figura 1-5: Secuencia de procesos en las operaciones de fabricación de papel

Fuente: <http://thechemistrysideoftheforce.blogspot.com/2012/03/fabricacion-de-la-pasta-y-el-papel.html>

1.5.3. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Según el uso al que está dirigido el papel es necesario tener en cuenta determinadas características técnicas específicas. Las más comunes son las que mencionan.

- **PESO – GRAMAJE**

Peso en gramos por unidad de superficie (g/m^2). Antiguamente se medía por el peso de una resma, una docena de docenas de pliegos, siendo cada pliego del tamaño de 8 hojas, del antiguo tamaño folio (215 mm x 315 mm). Actualmente, la resma tiene otro valor (500 hojas).

- **LONGITUD DE ROTURA**

Se mide la cantidad de papel (en miles de metros) necesaria para romper una tira de papel por su propio peso.

- **DESGARRO**

Resistencia que ofrece el papel a la continuación de un desgarro.

- **RIGIDEZ**

Resistencia al plegado de una muestra de papel.

- **POROSIDAD**

Se mide la cantidad de aire que atraviesa una muestra de papel.

- **ASCENSIÓN CAPILAR**

Altura en milímetros que alcanza el agua en una muestra parcialmente sumergida, cuya utilización es muy frecuente para determinar el PH de sustancias.

- **PLANICIDAD**

Algunos de los cambios anteriormente enumerados inciden en la planicidad del papel, siendo esta característica la uniformidad que presenta en toda su extensión, esto último es un factor importante para la impresión offset.

- **DURABILIDAD DEL PAPEL**

La durabilidad expresa principalmente la capacidad del papel para cumplir sus funciones previstas durante un uso intensivo y continuado, sin referencia a largos periodos de almacenado.

Un papel puede ser durable (al resistir un uso intensivo durante un tiempo corto) pero no permanente (debido a la presencia de ácidos que degradan lentamente las cadenas celulósicas).

- **ESTABILIDAD DIMENSIONAL**

Capacidad de un papel o cartón para retener sus dimensiones y su planicidad cuando cambia su contenido en humedad, por ejemplo, bajo la influencia de variaciones en la atmósfera circundante.

Un alto contenido en hemicelulosas promueve el hinchamiento de las fibras y su inestabilidad.

- **MANO**

Término aplicado a un papel que expresa la relación entre su espesor y el gramaje. Su valor disminuye cuando aumentan la compactación y la densidad de la hoja.

- **PERMANENCIA**

Se refiere a la retención de las propiedades significativas de uso, especialmente la resistencia mecánica y el color después de prolongados períodos. Un papel puede ser permanente (retiene sus características iniciales) pero no durable, debido, por ejemplo, a su baja resistencia inicial.

- **RESILIENCIA**

Capacidad del papel para retornar a su forma original después de haber sido curvado o deformado. La presencia de pasta mecánica en la composición confiere dicha propiedad.

- **CARTEO**

Combinación de tacto y sonido que produce una hoja de papel cuando se agita manualmente.

1.5.4. PAPEL CONTINUO

El Papel Continuo es un tipo de papel diseñado originalmente para usar con impresoras de matriz de puntos e impresoras de líneas, en la actualidad se encuentra una gran variedad de maquinaria capaz de imprimir en este tipo de papel. El papel continuo consta de numerosas hojas (usualmente 500 o 1.000) plegadas y unidas en una sola hoja sin fin. Otro nombre muy usado para el papel continuo es "papel plegado". Puede ser de hoja simple, o de hoja doble con carbónico entre las hojas, para obtener dos copias. En este último caso, también puede estar hecho con "papel químico" o de copia sin carbónico.

La Figura 1-6 muestra una hoja simple de papel continuo con una pre-impresión de color.

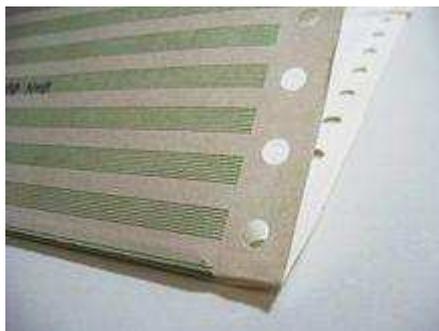


Figura 1-6: Formulario de papel continuo pre-impreso

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Papel_continuo

El papel continuo está perforado transversalmente a intervalos regulares con una línea de pequeños agujeros que forman un borde débil y definen el inicio y el fin de cada hoja permitiendo separarlas fácilmente. Cuando se despliega en una hoja

plana y continua, esta línea de perforaciones "desaparece" permitiendo imprimir a través del borde perforado sin detenerse.

Se encuentra también perforado longitudinalmente a lo largo de ambos bordes con agujeros de 4 mm de diámetro, que alimentan el papel para su impresión, espaciados regularmente cada 12,7 mm. Estos agujeros enganchan con los tractores que alimentan el papel, los agujeros a su vez pueden ser de un patrón de borde aserrado o con los bordes suavizados.

- **PAPEL QUÍMICO**

Los formularios de papel autocopiante son formas que no requieren de papel carbón para realizar copias teniendo su origen en la década de 1950.

El papel químico comienza a trabajar cuando se le aplica una presión sobre la hoja superior, esta presión genera que las micro cápsulas; presentes en el mismo se dividan, estas micro cápsulas son donadoras de electrones y sustancialmente libres de conglomerados, la tinta liberada es recogida en la siguiente hoja que acepta el color y que contiene un revelador de color que acepta electrones. Existen 3 tipos esenciales de hojas y son las que a continuación se mencionan.

- **Original Blanco**

Denominado en el mercado como CB por sus siglas en inglés (Coated Back). Es la hoja transmisora de copia, la cara inferior está cubierta con una capa que contiene microcápsulas con formadores de color. Se utiliza como hoja superior u original de formulario.

- **Copias Intermedias**

Conocido en el mercado como CFB por sus siglas en inglés (Coated Front and Back). Es la hoja receptora y transmisora de copia, cubierta por ambas caras, con microcápsulas en la cara inferior y arcilla activada en la superior. Se utiliza como

hoja intermedia cuando se quiere obtener dos o más copias y es capaz de recibir y transferir a la vez.

- **Copia Final**

Designado en el mercado como CF por sus siglas en inglés (Coated Front). Es la hoja receptora de copia, y está cubierta en la parte superior con un revestimiento de arcilla activada.

En la Figura 1-7 se aprecia los tipos de papel químico en el orden mencionado a anteriormente.

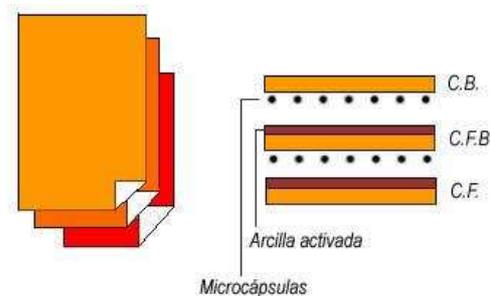


Figura 1-7: Distribución de Papel Químico

Fuente: <http://graficaguillon.blogspot.com/>

Los formularios de papel autocopiante pueden ser formados para producir una variedad de impresiones, así se forman los conjuntos más comunes:

El papel Continuo Químico presenta gran importancia en el desarrollo del presente proyecto, ya que en él se basa el diseño y construcción del prototipo.

Entre las características más sobresalientes se destaca:

- Con estos formatos, se evita el manchado en las hojas y en los usuarios como solía suceder al utilizar papel carbón. Estos formularios son también más confiables si están produciendo más copias del mismo documento. El papel carbón suele producir impresiones débiles si hay una gran cantidad

de copias necesarias. Para hacer una copia al carbón, debe insertar un documento de carbono entre la parte superior y el papel de la parte inferior esto ya no es necesario hacerlo con hojas autocopiables. Una vez que se escriben o imprimir en papel superior, las huellas se registran automáticamente en las hojas siguientes.

- El uso de papel continuo químico se considera ecológico. Copias de carbono exigen piezas de carbono adicional, dependiendo del número de copias que desea hacer. Crear más residuos con hojas de carbono adicional.
- Al no necesitar de carbono las formas pasan a ser, de hecho, rentables, en comparación con papel carbón.

1.5.4.1. FORMATOS DE PAPEL CONTINUO

Comercialmente el tamaño de un continuo se expresa de la siguiente manera:

El ancho se expresa en milímetros y el alto en pulgadas. Esto es debido a que en el avance del papel en las impresoras matriciales se realizaba en fracciones de pulgada.

Los anchos más comunes son los de 190 mm, 210 mm, 250 mm y 380 mm.

En caso que tenga un modelo que carezca de las carretillas (tira de perforaciones) estas demandan de 12 mm a 15 mm cada una; es decir sumándole estas cantidades a cada lado obtendrá el ancho del formulario.

Un método rápido para conocer el alto de un continuo es contar las perforaciones de las carretillas de un lado del formulario. Dos perforaciones equivalen a una pulgada.

En base a lo mencionado, los tamaños más comunes se presentan en la Tabla 1-1, mientras que el esquema lo hace en la Figura 1-8.

Tabla 1-1: Tamaños de papel continuo

Tamaño en pulgadas	Tamaño en milímetros	Número de Perforaciones
8 pulgadas	203,2	16 perforaciones
8,5 pulgadas	215,9	17 perforaciones
9 pulgadas	228,6	18 perforaciones
10 pulgadas	254,0	20 perforaciones
11 pulgadas	279,4	22 perforaciones
12 pulgadas	304,8	24 perforaciones
14 pulgadas	355,6	28 perforaciones

Fuente: <http://www.formularioscontinuos.com/quees.html>

Elaboración: Propia

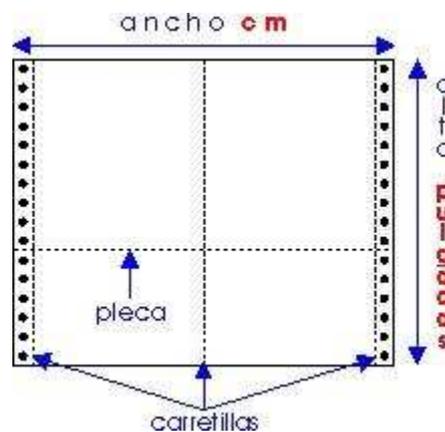


Figura 1-8: Formato de Papel Continuo

Fuente: <http://www.formularioscontinuos.com/quees.html>

Un continuo puede contener puntillados de corte adicionales. En el caso que sean horizontales se denominan plecas y al hacer el pedido se deben indicar tomando la distancia desde el margen superior de la hoja. Los puntillados verticales "carretillas" se deben indicar desde el margen izquierdo.

1.5.5. TIPOS DE PAPEL

La gama de tipos de papel que se fabrica es muy amplia y depende de la utilización a que se destine. Desde el punto de vista técnico se suelen clasificar en:

- **PAPEL BOND**

Es el tipo de hoja más común, ideal para dibujos, su color entero es blanco, pero al igual que los demás tipos de hojas, pueden ser de colores. Este tipo de papel tiene un peso que puede que puede variar debido a su grosor.

- **PAPEL CRISTAL**

Es un papel traslúcido muy liso y resistente a las grasas fabricado con pastas químicas muy refinadas y subsecuentemente calandradas. A causa de su impermeabilidad y su excelente presentación se emplea en empaquetados de lujo, como en perfumería, farmacia, confitería y alimentación. Vivamente competido por el celofán o sus imitaciones.

- **PAPEL KRAFT**

Papel de elevada resistencia fabricado a partir de pasta química kraft (al sulfato), puede ser crudo o blanqueado, en ocasiones y en algunos países se refiere al papel fabricado esencialmente con pastas crudas de maderas de coníferas.

Los crudos se usan ampliamente para envolturas y embalajes y los blanqueados, para contabilidad, registros, actas, documentos oficiales, etc. El término viene de la palabra alemana para resistencia.

- **PAPEL MULTICAPA (CARTÓN)**

Producto obtenido por combinación en estado húmedo de varias capas o bandas de papel, formadas separadamente, de composiciones iguales o distintas, que se adhieren por compresión y sin la utilización de adhesivo alguno.

- **PAPEL TISÚE**

Papel de bajo gramaje, suave, a menudo ligeramente crespado en seco, compuesto predominantemente de fibras naturales, de pasta química virgen o reciclada, a veces mezclada con pasta de alto rendimiento (químico-mecánicas).

Es tan delgado que difícilmente se usa en una simple capa. Dependiendo de los requerimientos se suelen combinar dos o más capas, caracterizándose por su buena flexibilidad, suavidad superficial, baja densidad y alta capacidad para absorber líquidos.

Se usan para fines higiénicos y domésticos, tales como pañuelos, servilletas, toallas y productos absorbentes similares que se desintegran en agua.

- **PAPEL PERMANENTE**

Un papel que puede resistir grandes cambios físicos y químicos durante un largo período (varios cientos de años). Este papel es generalmente libre de ácido, con una reserva alcalina y una resistencia inicial razonablemente elevada.

Tradicionalmente la comunidad cultural ha considerado crucial usar fibras de alta pureza (lino o algodón) para asegurar la permanencia del papel, hoy en día se considera que se ha de poner menos énfasis en el tipo de fibra y más sobre las condiciones de fabricación. Un proceso de fabricación ácido es incompatible con la producción de papeles permanentes.

- **PAPEL FLUTING**

Papel fabricado expresamente por su ondulación para darle propiedades de rigidez y amortiguación. Normalmente fabricado de pasta semiquímica de frondosas (proceso al sulfito neutro, NSSC), pasta de alto rendimiento de paja de cereales o papel recuperado, se usa en la fabricación de cartones ondulados.

- **PAPEL DE PIEDRA**

Es una combinación de Carbonato Cálcico (80%) con una pequeña cantidad de resinas no-tóxicas (20%) para crear un sustrato sostenible fuerte.

El Carbonato Cálcico proviene mayoritariamente de desperdicios de la industria de construcción, como el mármol, la caliza y el yeso, que son molidos en un polvo muy fino. La resina que es de Polietileno proviene en parte de residuos post-industriales reciclados y actúa como un ligante para el Carbonato Cálcico. De la simbiosis de esos materiales resulta un producto que resiste fuertemente, tanto al agua como a las roturas.

Es un proceso de fabricación ecológico y de los más modernos, durante el proceso de producción el consumo de energía representa aproximadamente el 50% de lo que se consume fabricando pasta de papel normal, no hace falta utilizar para nada el agua y no se emite ningún gas tóxico.

1.5.5.1. **FORMATOS DE PAPEL**

Los tamaños estándar de los formatos de papel se basan en los formatos editados en 1922 en la norma DIN 476 del Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemán de Normalización), desarrollada por el ingeniero berlinés Walter Porstmann y que ha sido adoptada por la mayoría de los organismos nacionales de normalización europeos.

Dentro de los formatos DIN existen tres series: A, B y C. El formato de referencia de la serie principal A es el A0. Se trata de un rectángulo $\sqrt{2}$ de área 1 por lo que a partir de estos datos se calculará sus dimensiones aproximadas en milímetros.

$$a * a * \sqrt{2} = 1$$

$$a^2 = \frac{1}{\sqrt{2}} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cong 0.707107$$

$$a \approx 0.841 \text{ m} = 841 \text{ mm}$$

La medida aproximada del lado mayor será: $0.841 * \sqrt{2} \cong 1.189 \text{ m} = 1189 \text{ mm}$

Cada formato de la serie resulta de dividir por la mitad el lado mayor del formato inmediatamente superior. Siguiendo este proceso se obtienen los distintos formatos DIN-A, cuyas medidas expresadas en milímetros son las que se visualiza en la Tabla 1-2.

Tabla 1-2: Formatos DIN A

DIN A0	DIN A1	DIN A2	DIN A3	DIN A4	DIN A5	DIN A6
841x1189	594x841	420x594	297x420	210x297	147x210	105x148

Fuente: <http://gusgsm.com/elformatodepapeladinaoisoa>

Elaboración: Propia

La norma alemana ha sido la base de su equivalente internacional ISO 216 de la Organización Internacional para la Normalización que, a su vez, ha sido adoptada por la mayoría de los países. En general, tan sólo existen diferencias en las tolerancias permitidas.

Así se muestra en la Tabla 1-3 los formatos según la norma ISO.

Tabla 1-3: Formatos ISO series A, B y C.

Tamaños de papel de las series ISO (con valores en pulgadas)						
Formato	series A		series B		series C	
Tamaño	mm × mm	in × in	mm × mm	in × in	mm × mm	in × in
0	841 × 1189	33.11 × 46.81	1000 × 1414	39.37 × 55.67	917 × 1297	36.10 × 51.06
1	594 × 841	23.39 × 33.11	707 × 1000	27.83 × 39.37	648 × 917	25.51 × 36.10
2	420 × 594	16.54 × 23.39	500 × 707	19.69 × 27.83	458 × 648	18.03 × 25.51
3	297 × 420	11.69 × 16.54	353 × 500	13.90 × 19.69	324 × 458	12.76 × 18.03
4	210 × 297	8.27 × 11.69	250 × 353	9.84 × 13.90	229 × 324	9.02 × 12.76
5	148 × 210	5.83 × 8.27	176 × 250	6.93 × 9.84	162 × 229	6.38 × 9.02
6	105 × 148	4.13 × 5.83	125 × 176	4.92 × 6.93	114 × 162	4.49 × 6.38

Tamaños de papel de las series ISO (con valores en pulgadas)						
Formato	series A		series B		series C	
Tamaño	mm × mm	in × in	mm × mm	in × in	mm × mm	in × in
7	74 × 105	2.91 × 4.13	88 × 125	3.46 × 4.92	81 × 114	3.19 × 4.49
8	52 × 74	2.05 × 2.91	62 × 88	2.44 × 3.46	57 × 81	2.24 × 3.19
9	37 × 52	1.46 × 2.05	44 × 62	1.73 × 2.44	40 × 57	1.57 × 2.24
10	26 × 37	1.02 × 1.46	31 × 44	1.22 × 1.73	28 × 40	1.10 × 1.57

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Formato_de_papel

Elaboración: http://es.wikipedia.org/wiki/Formato_de_papel

1.5.6. PRODUCCIÓN MUNDIAL

La Tabla 1-4 muestra datos de los productores principales de cartón y papel a nivel mundial.

Tabla 1-4: Producción mundial de papel y cartón

Los productores de papel y cartón más importantes

Posición	Pais	Producción (en Mt)		Posición	Pais	Producción (en Mt)
1	Estados Unidos	80,8		11	Brasil	7,8
2	China	37,9		12	Indonesia	7
3	Japón	30,5		13	Reino Unido	6,5
4	Canadá	20,1		14	Rusia	6,3
5	Alemania	19,3		15	España	5,4
6	Finlandia	13,1		16	Austria	4,6
7	Suecia	11,1		17	India	4,1
8	Corea del Sur	10,1		18	México	4,1
9	Francia	9,9		19	Tailandia	3,4
10	Italia	9,4		20	Países Bajos	3,3

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Formato_de_papel

Elaboración: http://es.wikipedia.org/wiki/Formato_de_papel

Hasta la fecha, no se percibe el consumo de papel como una actividad que deteriora rápidamente la calidad de vida de la población mundial al incidir directa y negativamente sobre indicadores vitales como: reciclaje de dióxido de carbono, mantenimiento de la calidad del agua y disponibilidad de tierras de cultivo. Prueba de ello es el crecimiento exponencial del consumo de este producto en la última década, incremento atribuido al explosivo nivel de consumo de dos gigantes emergentes: China e India.

Tomando en cuenta que la población mundial es de 6000 millones de habitantes y que cada uno tiene una necesidad directa o indirecta de papel, sólo se puede concluir que es imperativa la búsqueda de alternativas al papel en uno de sus usos más básicos: transmitir información, esto se visualiza en la Figura 1-9.

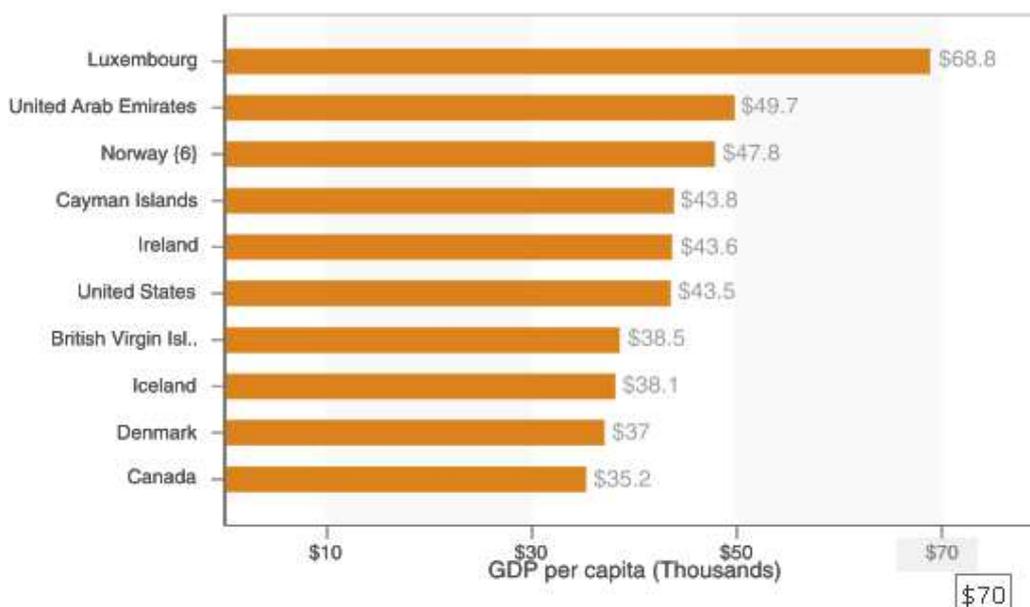


Figura 1-9: Mayores consumidores de papel (en millones de dólares)

Fuente: <http://www.reciclapapel.org/htm/info/tecnica/ciclo/dconsumopap.htm>

La creciente tendencia por utilizar o preferir productos ecológicos es un factor que hará que aumente significativamente la importancia de este determinante factor de demanda. Esto se hace evidente en las fuertes disposiciones de algunos países para utilizar productos reciclados y las preferencias en general por utilizar

productos elaborados de papel en desmedro de productos elaborados con plástico.

1.5.7. RECICLAJE DEL PAPEL

El proceso de obtención del papel reciclado es hasta cierto punto similar al del papel de fibras vírgenes, sin embargo, en este caso la materia prima es residuo de papel, aunque es necesario hacer una puntualización, un método de producción de papel reciclado que se precie de serlo debe evitar el blanqueo de la pasta con procesos químicos, por lo tanto, el color blanco de la hoja final debe ser el color natural de la pasta una vez preparada.

La filosofía productiva de plantas recicladoras debe ser la fabricación de papel de calidad homologable al papel elaborado con pasta virgen, mediante la aplicación de un proceso que, desde su inicio hasta el fin, produzca el menor impacto medioambiental posible.

1.5.7.2. PROCESO DE RECICLAJE DEL PAPEL

El reciclaje de papel es el proceso de recuperación de productos papel ya usados o en cesación, tales como cajas, envases, estuches, envoltorios y cartones. El proceso de reciclaje de cajas y demás derivados del papel, tiene por finalidad reducir los materiales procesados a la pulpa básica, de modo que la misma pueda ser reutilizada para nuevos productos de papel, existiendo por lo menos tres categorías de papel que se pueden utilizar como materiales base para la manufactura de papel reciclado; desechos de fabricación primaria, desechos del pre-consumidor y desechos del consumidor.

Los desechos de fabricación se producen en el momento de fabricación de papel y se reciclan internamente en un molino de papel a disposición en las papeleras.

Los desechos del pre-consumidor son los materiales que fueron desechados antes de que el producto de papel estuviera listo para el uso del consumidor, por ejemplo, una fábrica de cajas de cartón corrugado guarda todos los desechos que

producen las máquinas durante el proceso productivo del envase con la finalidad de reciclarlo con posterioridad.

Los desechos del consumidor final son los materiales desechados después de usarlos tal como cajas viejas, guías de teléfonos, revistas, cajas de cartulina o el papel mezclado residencial. El papel ideal para reciclar se llama papel de desecho. El proceso de fabricación de papel reciclado se muestra en seguida en la Figura 1-10.



Figura 1-10: Proceso de fabricación de papel reciclado

Fuente: <http://www.juntadeandalucia.es/averroes/ricardoleon/trabajostic06/el papel hoy.htm>

1.5.7.3. TIPOS DE PAPEL DESDE EL PUNTO DE VISTA DEL RECICLADO

Dado que existen alrededor de setenta clases diferentes de papel, se analizarán las más importantes a nivel ciudadano.

- **PAPEL BLANCO**

Se compone de fibras vegetales blanqueadas, con una configuración y calidad muy superior, cabe señalar el importante impacto ambiental que supone el blanqueo de la pasta de papel con elementos químicos agresivos tal como el cloro, ya que este tipo de sustancias blanqueadoras se suelen evacuar en cauces fluviales provocando el envenenamiento de flora y fauna en extensas superficies naturales.

Existen alternativas válidas, como el blanqueo con oxígeno, el blanqueo por flotación o por inyección de aire, que hacen innecesaria la adicción de cloro en la fabricación de papel.

En la actualidad este tipo de papel está siendo sustituido con éxito por el papel blanco reciclado, que para todo tipo de usos de oficina ofrece idéntica calidad y máximas prestaciones.

- **PAPEL CONTINUO DE ORDENADOR**

Coincide con las características del papel blanco, pero con mayor calidad, configuración y textura. También la modalidad de reciclado se extiende cada vez más entre empresas y particulares.

- **CARTÓN**

Es el resultado de aplicar un tratamiento mecánico-químico muy específico al papel, lo que configura su color oscuro y textura tan característicos. A la hora de recuperar y reciclar, este elemento presenta problemas que en ocasiones imposibilitan la recuperación efectiva del mismo, los inconvenientes más frecuentes son los que se mencionan a continuación:

- ✓ Gran volumen.
- ✓ Dificultad de manejo.
- ✓ Poco peso.
- ✓ Mal acondicionamiento (necesidad de desmontar las cajas).
- ✓ Necesidades específicas de transporte e infraestructuras (grandes vehículos y dependencias).

- **PAPEL PERIÓDICO**

Se compone de fibras de color claro pero de una consistencia y textura de inferior calidad. Su elevada difusión y cercanía al ciudadano le confieren una gran ventaja a la hora de promover su recuperación y reciclado.

Presenta además, una característica fundamental: su gran potencial como materia prima de sí mismo, por la facilidad de ser confeccionado en papel reciclado.

- **PAPEL DE REVISTA**

Al igual que el periódico, la calidad de este tipo de papel suele ser inferior, aunque por las características de su presentación (cuerpo, satinado, fotos a color, etc.), constituye una categoría superior. Su gran difusión le convierte también en principal objetivo de las campañas de reciclado, sin embargo editoriales, empresas relacionadas con la industria de la impresión y con los medios de comunicación se resisten a utilizar papel reciclado para sus publicaciones.

1.5.7.4. ACEPTACIÓN DEL PAPEL RECICLADO POR LA SOCIEDAD

Aunque disfruta de una trayectoria ascendente, en general el mercado del papel reciclado no acaba de asentarse y desarrollarse en nuestro país debido fundamentalmente a dos actitudes paralelas pero asociadas; la falta de hábito recuperador en la sociedad urbana y el culto a la falsa apariencia inmaculada.

En este sentido, se valora más si la ropa es más blanca, en lugar de sí está más limpia, si el pan es más blanco, en lugar de ser más integral en su aporte alimenticio o si el papel es más blanco, en lugar de ser reciclado.

Estas actitudes fomentan el abuso de elementos, erróneamente calificados de 10 calidades, en detrimento de otros calificados tradicionalmente de 20 categorías, lo que trae como consecuencia un desgaste excesivo de los recursos naturales y una presión excesiva sobre la Naturaleza.

Otro problema añadido es la dificultad enorme para establecer sistemas integrales de recuperación de residuos aprovechables, como el papel, el plástico, metales, materia orgánica, muebles, etc. Ello es debido fundamentalmente a la falta de voluntad por parte de responsables políticos para potenciar el reciclado y establecer infraestructuras adecuadas, el desconocimiento, y a veces la mal entendida comodidad, de los ciudadanos, la falta de inversiones que canalicen la materia prima recuperada, y los intereses económicos de influyentes grupos industriales, que no permiten el nacimiento o desarrollo de formas de producción diferentes a las ya establecidas.

Para alcanzar una adecuada gestión de los residuos urbanos es imprescindible encontrar un justo equilibrio entre: El pensamiento ecológico, una actitud ecológica, los residuos urbanos, la prestación adecuada de servicios sociales y algo que es de mucha importancia como es la rentabilidad económica.

CAPÍTULO II

REQUERIMIENTOS, PARÁMETROS Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

2.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Las artes gráficas a lo largo del tiempo han sido fundamentales en el desarrollo de publicidad, diseño, campañas y un sin número de formas impresas.

Actualmente en el Ecuador, la industria gráfica se encuentra en un proceso de renovación y adaptación a las formas continuas, es así que este nuevo nicho de mercado ha sido mayoritariamente ocupado por maquinaria manufacturada en el extranjero, lo que encarece en su costo, dando como resultado su difícil adquisición.

El desarrollo de la máquina colectora y numeradora que se pretende construir, procura abaratar los costos de adquisición de maquinaria gráfica en el país, ocasionando una reducción en la importación de similares además del aporte al crecimiento de la industria nacional.

2.2. REQUERIMIENTOS

Para determinar los requerimientos de la industria gráfica se procede a realizar un estudio de mercado a nivel de comercios que han incursionado en dicho medio.

2.2.1. PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN DE MERCADO

En la Figura 2-1, se ilustra el proceso para decidir la compra de maquinaria, una persona empieza como consumidor pasivo, es decir, no está en sus planes la compra.

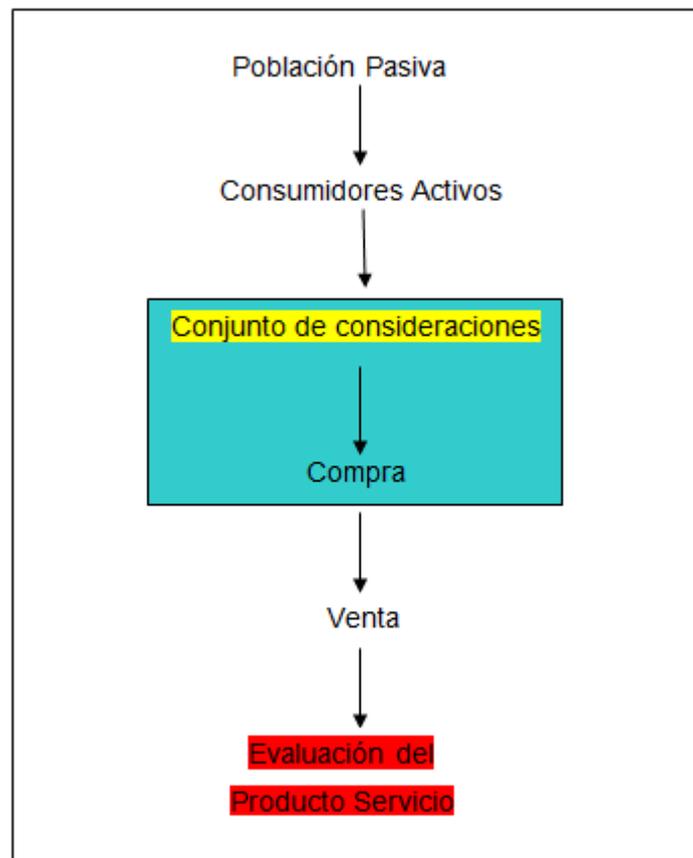


Figura 2-1: Modelo para la compra de una maquinaria

Fuente: <http://www.gestiopolis1.com/recursos8/Docs/fin/analisis-financiero-en-las-empresas-de-outsourcing.htm>

Cuando el consumidor está activamente interesado en comprar una máquina nueva, el individuo crea un conjunto de consideraciones que en el mercadeo es una batalla de percepciones, un producto no es lo que su creador conceptúa de él, sino lo que el usuario piensa que es.

El modelo gráfico de la Figura 2-1 es aplicado en industrias a nivel mundial para formular estrategias de mercadotecnia, que armonizan con el proceso fundamental de la toma de decisiones.

Se debe tener en consideración que el producto con la máxima aceptabilidad tiene las características de ser el mejor posicionado y el que probablemente más se adquiera, pero pueden concurrir excepciones en los segmentos de mercado de bajo recursos económicos en los cuales las decisiones se toman por el precio y no por los valores agregados que entrega la máquina.

Con este estudio también se desea medir la aceptación de la maquinaria nacional en el mercado interno al igual que la intención de compra en el consumidor.

2.2.2. DETERMINACIÓN DE LA MUESTRA

La confianza es la seguridad que existe para generalizar los resultados obtenidos, en los estudios para evitar un costo muy alto en su realización o debido a que en ocasiones llega a ser prácticamente imposible el análisis de todos los casos comúnmente se busca un 95%.

El nivel de confianza se obtiene a partir de la distribución normal estándar, pues la proporción correspondiente al porcentaje de confianza es el área simétrica bajo la curva normal que se toma como la confianza, y la intención es buscar el valor Z de la variable aleatoria que corresponda a tal área. Utilizando las tablas, o la función Distribución Normal Estándar se puede calcular el valor de Z el cual es de 1.96

La variabilidad es la probabilidad (o porcentaje), con el que se acepta y se rechaza la hipótesis que se quiere investigar en alguna investigación anterior o en un ensayo previo a la investigación actual. El porcentaje con que se aceptó tal hipótesis se denomina variabilidad positiva y se denota por p, y el porcentaje con el que se rechazó se la hipótesis es la variabilidad negativa, denotada por q.

Hay que considerar que p y q son complementarios, es decir, que su suma es igual a la unidad: $p + q = 1$. Además, cuando se habla de la máxima variabilidad, en el caso de no existir antecedentes sobre la investigación (no hay otras o no se pudo aplicar una prueba previa), entonces los valores de variabilidad es $p=q=0.5$.

Así se obtiene:

- Definimos nuestro nivel de precisión como $D = \pm 0.1$
- Nivel de confianza de 95% con el cual determinamos el valor de
- $z = 1.96$
- Para obtener el máximo tamaño de muestra se elige $p = 0.5$.

$$n = \frac{p(1-p)z^2}{D^2} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

$$n = 96$$

2.2.3. ENCUESTA

2.2.3.1. PASOS PARA EL DESARROLLO DE LA ENCUESTA

El primer paso en el diseño de la encuesta consiste en especificar cuál es la información que se requiere, en este caso se define por medio de las hipótesis ya establecidas en función al objetivo de nuestra investigación que es la viabilidad para introducir en el mercado. Se establece la Figura 2-2 para especificar los pasos para el desarrollo de la encuesta.



Figura 2-2: Pasos para el desarrollo de la encuesta

Fuente: <http://aulasvirtuales.wordpress.com/el-desarrollo-de-una-encuesta/>

2.2.3.2. CARACTERÍSTICAS DE LA ENCUESTA

El diseño de la encuesta depende de las decisiones previas con respecto a la naturaleza del diseño de la investigación, la fuente de datos, la población objetivo, el procesamiento de la encuesta. La encuesta es el enlace entre la información que se necesitan y los datos que se recolectan.

2.2.3.3. CONTENIDO DE LAS PREGUNTAS

Las primeras preguntas deben ser fáciles, sencillas e interesantes. Deben también comprender de lo general a lo específico, de manera general el sondeo debe ser fácil de leer y responder.

2.2.3.4. FORMATO DE LAS RESPUESTAS

Las preguntas tienen respuesta de opciones múltiples y dicotómicas donde estas clases de preguntas se las define como estructuradas que especifican en forma previa el grupo de alternativas de respuestas y el formato de las respuestas.

2.2.4. MODELO DE ENCUESTA

En el Anexo I se muestra el modelo de una encuesta realizada.

2.2.5. CONCLUSIONES DE LA ENCUESTA

Al analizar los resultados investigativos se alcanzaron las conclusiones que se encuentran en el Anexo II.

2.3. CARACTERÍSTICAS Y LIMITACIONES DEL DISEÑO

Las características y limitaciones en torno al diseño del prototipo de la máquina colectora y numeradora son las que se detallan a posteriori.

2.3.1. CARACTERÍSTICAS DEL PROTOTIPO

Del estudio respectivo realizado a las encuestas obtenidas en imprentas de la ciudad de Ambato se obtienen los siguientes resultados y por ende los requerimientos y deseos de los usuarios.

Así:

- Precio
- Mantenimiento
- Operación
- Numeraciones por hora
- Red Eléctrica
- Tamaño del prototipo
- Calidad del producto

2.3.2. LIMITACIONES DEL DISEÑO

De la anterior lista de particularidades derivadas del análisis respectivo de las encuestas, se puede identificar de una manera más objetiva los requerimientos y parámetros básicos del diseño del prototipo.

- PRECIO

Este prototipo está enfocado a llegar a pequeñas y medianas imprentas en virtud de favorecer el desarrollo de las mismas en el mercado competitivo de la industria gráfica, por lo tanto, es esta la razón por la cual el prototipo debe ser accesible a los sectores antes mencionados, sin dejar a un lado los valores a los que incurre el modelo en su diseño y construcción.

- MANTENIMIENTO

El mecanismo debe ser de fácil limpieza, lubricación y reparación, además de ser accesible desde el punto de vista de los operarios para que sean ellos los que apliquen un conjunto de acciones oportunas, continuas y permanentes dirigidas a

prever y asegurar el funcionamiento normal, la eficiencia y la buena apariencia del sistema.

- OPERACIÓN

La máquina diseñada debe ser de fácil utilización por parte de un operario, el cual está encargado de la puesta a punto del modelo para la colección y numeración del papel continuo.

- NUMERACIONES

El prototipo debe tener la capacidad de realizar 3000 numeraciones por hora, además de las funciones adicionales de colección y engrape, sin que esto signifique inconvenientes para los operarios.

- FUENTE ELÉCTRICA

El modelo debe estar en capacidad de acoplarse a la red que disponen las imprentas gráficas, siendo esta la red de 110V. Debido a que otro tipo de energía de alimentación ocasionaría inconvenientes en el proceso.

- TAMAÑO

Debe ser robusta sin que se vean afectadas sus medidas, de tal manera que sea de fácil acomodamiento y localización en el espacio destinado a su funcionamiento.

- ERGONOMÍA

Adaptarse correctamente al propósito para la que fue diseñada, que no presente dificultades para ser utilizada y mucho menos represente esfuerzos al operario, que su versatilidad responda satisfactoriamente al proceso deseado.

- **SEGURIDAD**

Debe tener un sistema de protección frente a la posibilidad de imprevistos eléctricos, además de botones para detenciones de la máquina de tal forma que no se comprometa la integridad del operario y la del papel.

2.4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE DISEÑO

2.4.1. PARÁMETROS FUNCIONALES

Cuando se hablan de parámetros funcionales se hace mención a aquellos considerados importantes para el diseño del prototipo.

Los cuales pasan a ser:

- **OXIDACIÓN**

Debido a que la máquina va a estar en contacto permanente con papel no se puede permitir que existan focos donde se genere oxidación en el material de construcción del prototipo.

- **OPERACIÓN**

La operación de la máquina pasa a ser de operación semiautomática, ya que el papel previo a ser colectado y numerado debe ser colocado manualmente.

- **COSTO**

El costo total de producción no debe sobrepasar el valor de \$2000 Dólares Americanos.

- **PESO**

De manera general el prototipo no debe superar los 140kg.

2.5. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Establecidas las especificaciones técnicas de la máquina se procede a dar un despliegue de las alternativas más factibles para el caso que requiere nuestro estudio. Evaluando cada uno de los factores que componen cada alternativa, para posteriormente tomar la decisión del sistema.

Dentro del desarrollo se presentan 2 posibles soluciones al diseño de nuestro prototipo.

2.5.1. ALTERNATIVA 1

COLECTORA NUMERADORA CON SISTEMA MOTRIZ DE BANDAS Y POLEAS

2.5.1.1. DESCRIPCIÓN

Este prototipo funciona mediante el accionamiento de un motor eléctrico acoplado a un reductor y a su vez a un rodillo que genera un movimiento motriz en el área de engrapado del papel, este movimiento es conducido por encaje de los dientes de los engranajes colocados en los extremos de los demás ejes hasta llegar al área de colectado y numerado por medio de cadenas y ruedas dentadas.

La colección del papel se desarrolla por medio de un sistema de ejes rotativos en forma longitudinal con espacio suficiente para colectar un máximo de 4 papeles continuos, siguiendo la misma línea se procede al numerado en el papel superior a los colectados, previo entintado de rodillos colocados sobre el eje donde se ajusta la numeradora; dicha numeración será pasada a los otros papeles por presión; para finalizar el proceso el papel colectado y numerado pasa a ser engrapado evitando así que se genere variaciones entre las distancias de los papeles.

Toda esta línea se genera por arrastre del papel por medio de tractores (sistema de apriete de papel). Finalmente se dobla el papel y se completa el trabajo del prototipo.

En la Figura 2-3 se muestra el esquema de la alternativa 1.

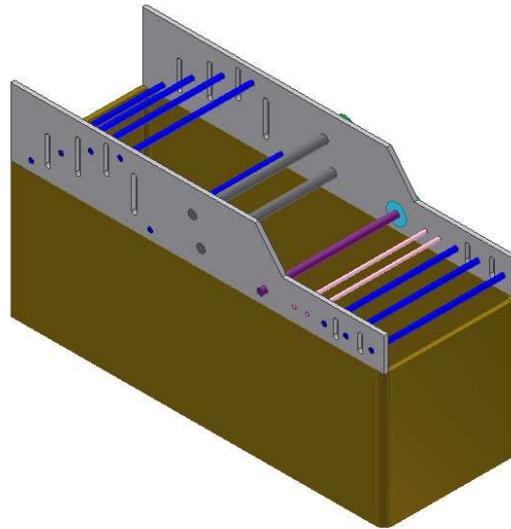


Figura 2-3: Alternativa 1

Fuente: Propia

2.5.1.2. VENTAJAS

- Fácil de manejar
- El motor es adaptable al suministro de red de energía eléctrica
- Tiempo de numeración de 3000 hojas por hora
- Simplicidad de desarrollo del prototipo

2.5.1.3. DESVENTAJAS

- Necesidad de controlar las vibraciones y velocidad por concepto del motor
- Colectado manual al inicio del proceso
- Mayor espacio necesario para colectado
- Alto tiempo destinado a la intervención para mantenimiento

2.5.2. ALTERNATIVA 2

COLECTORA NUMERADORA CON SISTEMA MOTRIZ DE CADENAS Y PIÑONES

2.5.2.1. DESCRIPCIÓN

Esta alternativa desarrolla un prototipo que funcione en su parte de generación de movimiento motriz y cadena de arrate de igual manera que la mencionada en la alternativa 1, es decir mediante el accionamiento de un motor eléctrico acoplado a un reductor que a su vez conecta un rodillo que genera un movimiento motriz en el área de engrapado del papel.

La colección del papel se desarrollaría por medio de un sistema de ejes rotativos en forma mixta (longitudinal y vertical) con espacio suficiente para coleccionar un máximo de 4 papeles continuos, siguiendo la misma línea se procede al numerado en el papel superior a los coleccionados, previo entintado de rodillos colocados sobre el eje donde se ajusta la numeradora; dicha numeración será pasada a los otros papeles por presión; para finalizar el proceso el papel coleccionado y numerado pasa a ser engrapado evitando así que se genere variaciones entre las distancias de los papeles.

Toda esta línea se genera por arrastre del papel por medio de tractores (sistema de apriete de papel). Finalmente se dobla el papel y se completa el trabajo del prototipo.

El movimiento conductor procederá de bandas y poleas colocados en los extremos de los ejes sujetos con prisioneros hasta transmitir el movimiento al área de coleccionado y numerado.

En la Figura 2-4 se muestra el esquema de la alternativa 2.

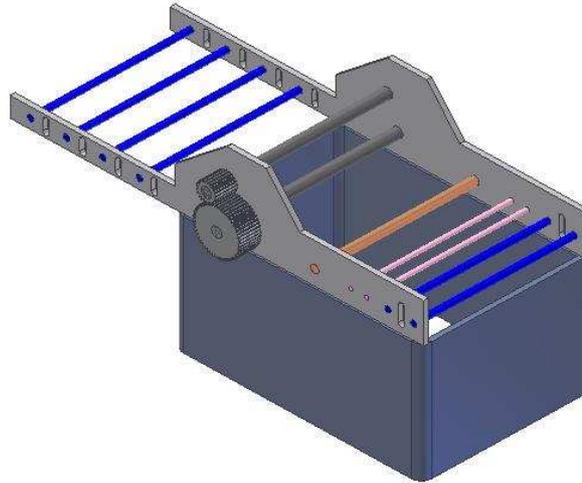


Figura 2-4: Alternativa 2

Fuente: Propia

2.5.2.2. VENTAJAS

- Fácil de manejar
- El motor es adaptable al suministro de red de energía eléctrica
- Colectado de 4 papeles continuos (máximo en la industria gráfica)
- Tiempo de numeración de 3000 hojas por hora
- Alto tiempo de funcionamiento sin intervención para mantenimiento
- Simplicidad de desarrollo del prototipo

2.5.2.3. DESVENTAJAS

- Necesidad de controlar las vibraciones y velocidad por concepto del motor
- Colectado manual al inicio del proceso

2.6. SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

Para seleccionar la alternativa adecuada que cumpla con los requisitos y objetivos del proyecto a diseñar, se utiliza el método “Ordinal Corregido de Criterios Ponderados”

“La mayor parte de las veces, para decidir entre diversas soluciones (especialmente en la etapa de diseño conceptual) basta conocer el orden de preferencia de su evaluación global. Es por ella que se recomienda el método ordinal corregido de criterios ponderados que, sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados globales suficientemente significativos”⁶

Este método se basa en la confrontación de criterios entre las alternativas ponderándolos según se nota:

- Si el criterio de la fila es superior que el de la columna
- 0.5 Si el criterio de la fila es equivalente al de la columna
- Si el criterio de la fila es inferior al de la columna

Lo que sigue es realizar una sumatoria de cada criterio en relación a los criterios restantes, a esta se le añade una unidad para evitar que el criterio menos favorable tenga una valoración nula. Luego en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio. Para finalizar la evaluación total de cada solución se realiza la suma de sus productos entre sus pesos específicos por el respectivo criterio.

⁶ RIBAS CARLOS, “Diseño Concurrente”, 1^{da} Edición, Cataluña, Ediciones de la Universidad Politécnica de Cataluña, 2002

Se tienen 2 alternativas para la máquina colector y numeradora de papel continuo, las cuales se muestran a continuación en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1: Alternativas de diseño y construcción

CODIFICACIÓN	ALTERNATIVA
A	COLECTORA NUMERADORA CON SISTEMA MOTRIZ DE BANDAS Y POLEAS
B	COLECTORA NUMERADORA CON SISTEMA MOTRIZ DE CADENAS Y PIÑONES

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

2.6.1. FACTORES PARA EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Para la evaluación de las alternativas presentadas en este proyecto, se toman como referencia varios criterios que se han obtenido de la encuesta realizada a los propietarios de imprentas en Ambato, así como los objetivos obtenidos en el desarrollo del presente proyecto.

Tabla 2-2: Criterios de Evaluación

CRITERIOS	
1	PRECIO
2	MANTENIMIENTO
3	OPERACIÓN
4	NUMERACIONES
5	FUENTE ELÉCTRICA
6	TAMAÑO
7	ERGONOMÍA
8	SEGURIDAD

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

2.6.2. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

En la Tabla 2-3 se procede a indicar la evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2-3: Criterios de Evaluación

CRITERIOS	PRECIO	MANTENIMIENTO	OPERACIÓN	NUMERACIONES	FUENTE ELÉCTRICA	TAMAÑO	ERGONOMÍA	SEGURIDAD	SUMATORIA + 1	PESO PONDERADO
PRECIO	0,5	0,5	1	0,5	1	1	0	0,5	5,5	0,159
MANTENIMIENTO	0,5	1	1	0	1	0,5	0,5	1	5,5	0,159
OPERACIÓN	1	0	1	0	0	0,5	0	0	2,5	0,072
NUMERACIONES	1	0,5	1	1	0,5	1	0	1	6	0,174
FUENTE ELÉCTRICA	0	0	0	0	1	0	0	0,5	1,5	0,043
TAMAÑO	1	0,5	1	0,5	0	1	1	0,5	5,5	0,159
ERGONOMÍA	0,5	0,5	0,5	0	1	0,5	1	0,5	4,5	0,130
SEGURIDAD	0,5	0	0,5	0	0,5	0	1	1	3,5	0,101
									34,5	1,000

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Luego de haber realizado la evaluación del peso específico para cada criterio se procede a realizar la evaluación de los pesos específicos de los criterios en las distintas alternativas, estos se desarrollan en las tablas que siguen.

Tabla 2-4: Evaluación del Peso Específico del Criterio de Precio

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE PRECIO				
ALTERNATIVAS	A	B	SUMATORIA + 1	PESO PONDERADO
A		1	2	0,667
B	0		1	0,333
			3	1,000

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Tabla 2-5: Evaluación del Peso Específico del Criterio

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE MANTENIMIENTO				
ALTERNATIVAS	A	B	SUMATORIA + 1	PESO PONDERADO
A		1	2	0,667
B	0		1	0,333
			3	1,000

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Tabla 2-6: Evaluación del Peso Específico del Criterio de Operación

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE OPERACIÓN				
ALTERNATIVAS	A	B	SUMATORIA + 1	PESO PONDERADO
A		1	2	0,667
B	0		1	0,333
			3	1,000

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Tabla 2-7: Evaluación del Peso Específico del Criterio de Numeraciones

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE NUMERACIONES				
ALTERNATIVAS	A	B	SUMATORIA + 1	PESO PONDERADO
A		0,5	1,5	0,500
B	0,5		1,5	0,500
			3	1,000

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Tabla 2-8: Evaluación del Peso Específico del Criterio de Fuente Eléctrica

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE FUENTE ELÉCTRICA				
ALTERNATIVAS	A	B	SUMATORIA + 1	PESO PONDERADO
A		0,5	1,5	0,500
B	0,5		1,5	0,500
			3	1,000

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Tabla 2-9: Evaluación del Peso Específico del Criterio de Tamaño

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE TAMAÑO				
ALTERNATIVAS	A	B	SUMATORIA + 1	PESO PONDERADO
A		1	2	0,667
B	0		1	0,333
			3	1,000

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Tabla 2-10: Evaluación del Peso Específico del Criterio de Ergonomía

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE ERGONOMÍA				
ALTERNATIVAS	A	B	SUMATORIA + 1	PESO PONDERADO
A		0	1	0,333
B	1		2	0,667
			3	1,000

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Tabla 2-11: Evaluación del Peso Específico del Criterio del Seguridad

EVALUACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO DEL CRITERIO DE SEGURIDAD				
ALTERNATIVAS	A	B	SUMATORIA + 1	PESO PONDERADO
A		0	1	0,333
B	1		2	0,667
			3	1,000

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

A continuación se presenta la evaluación de las alternativas, en la Tabla 2-12.

Tabla 2-12: Resumen de Evaluación de alternativas.

ALTERNATIVAS	PRECIO	MANTENIMIENTO	OPERACIÓN	NUMERACIONES	FUENTE ELÉCTRICA	TAMAÑO	ERGONOMÍA	SEGURIDAD	SUMATORIA + 1	PESO PONDERADO
A	0,106	0,106	0,048	0,087	0,022	0,106	0,043	0,034	1,553	0,432
B	0,053	0,053	0,024	0,087	0,022	0,053	0,087	0,667	2,046	0,568
									3,599	1,000

**ALTERNATIVA
GANADORA**

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Al finalizar los pasos previos al método “Ordinal Corregido de Criterios Ponderados” se llega a la conclusión que en base a los datos mostrados en la Tabla 14, la alternativa B que corresponde a COLECTORA NUMERADORA CON SISTEMA MOTRIZ DE CADENAS Y PIÑONES es la que cumple con los requisitos y objetivos de este proyecto.

CAPÍTULO III

DISEÑO

3.1. CÁLCULO DE LA VELOCIDAD ANGULAR DEL EJE PARA EL SISTEMA DE ARRASTRE

A continuación se determina la velocidad angular del eje número cuatro, el cual se muestra en la Figura 3-1, que acciona el sistema de arrastre, mediante la ecuación (3.1).

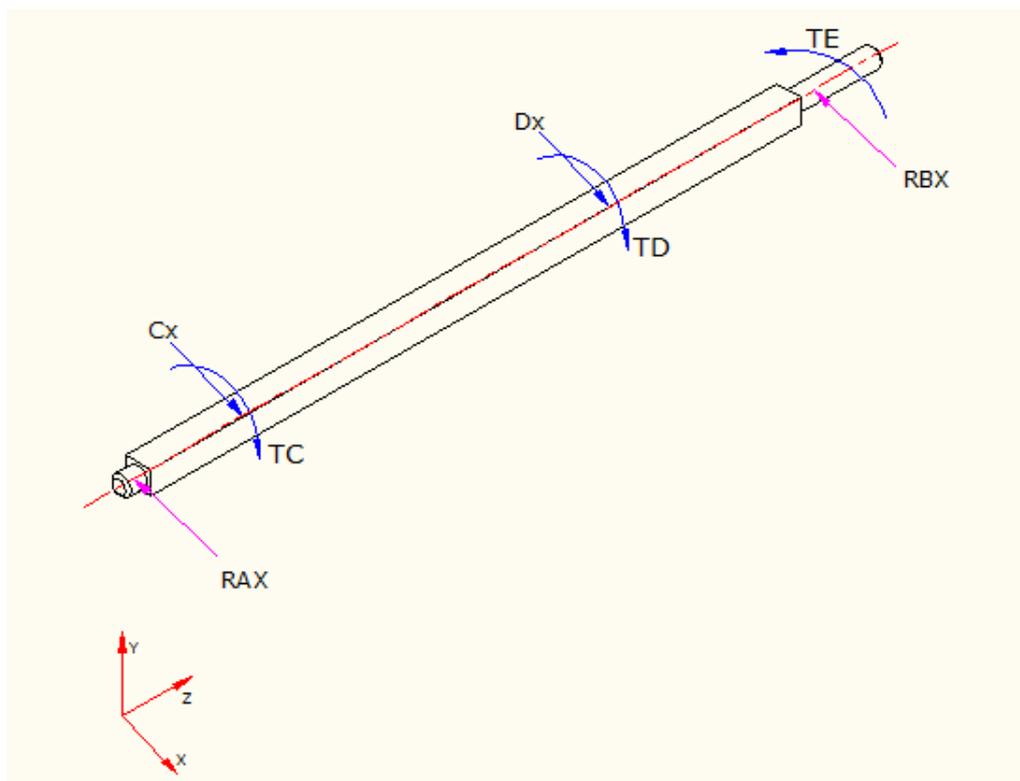


Figura 3-1: Eje número Cuatro

$$\omega_4 = \frac{1}{60} C_a C_b \quad \text{Ec. (3.1)}$$

Donde:

Ca:	Capacidad de la máquina	[hojas/hora]
Cb:	Capacidad del sistema de arrastre	[rev/hoja]
ω_4 :	Velocidad angular	[rev/min]

Entonces:

$$C_a = 3000 \quad [\text{hojas/hora}]$$

$$C_b = 2.5 \quad [\text{rev/hoja}]$$

Aplicando la ecuación 3.1 se tiene.

$$\omega_4 = \frac{1}{60} (3000)(2.5)$$

$$\omega_4 = 125 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

3.2. DETERMINACIÓN DE LAS VELOCIDADES ANGULARES DE LAS POLEAS DE REDUCCIÓN

Dado que la velocidad del eje del sistema de arrastre es de 125 [rev/min] se hace necesario un sistema de poleas que permita la reducción de la velocidad angular del motor, cedido por PUBLI-SEC, la cual es de 1725 [rev/min].

Este sistema se puede observar en la Figura 3-2 y Figura 3-3.

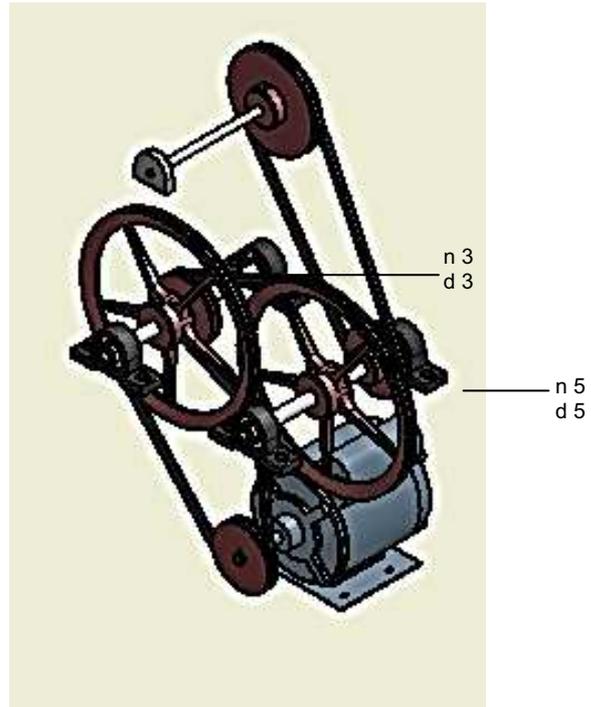


Figura 3-2: Isometría del Sistema de Reducción de Velocidades

Fuente: Propia

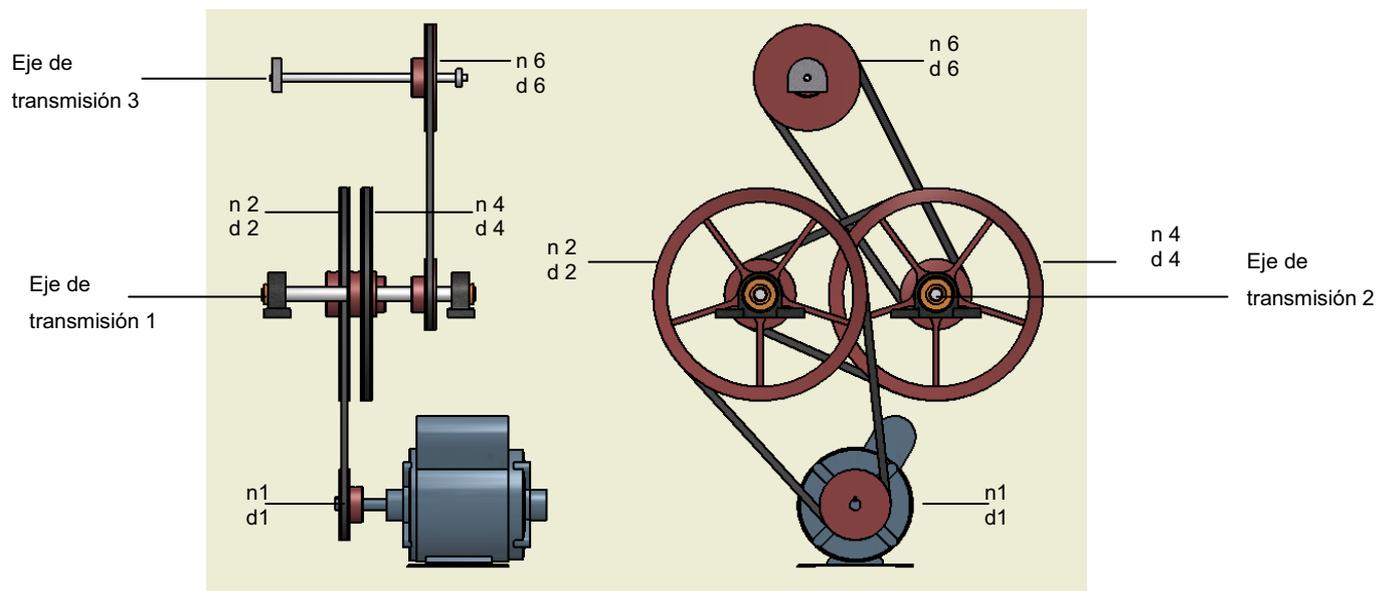


Figura 3-3: Sistema de Reducción por Poleas

Fuente: Propia

Donde:

n1:	Velocidad angular de la polea motriz	[rev/min]
n2:	Velocidad angular de la polea conducida del eje 1	[rev/min]
n3:	Velocidad angular de la polea motriz del eje 2	[rev/min]
n4:	Velocidad angular de la polea conducida del eje 3	[rev/min]
d1:	Diámetro de la polea motriz	[pulg]
d2:	Diámetro de la polea conducida del eje 1	[pulg]
d3:	Diámetro de la polea motriz del eje 1	[pulg]
d4:	Diámetro de la polea conducida del eje 2	[pulg]
d5:	Diámetro de la polea motriz del eje 2	[pulg]
d6:	Diámetro de la polea conducida del eje 3	[pulg]

Para calcular las velocidades angulares de cada uno de los ejes se utiliza las ecuaciones (3.2), (3.3) y (3.4).

$$n_2 = \frac{n_1 (d_1)}{d_2} \quad \text{Ec. (3.2)}$$

$$\text{Si } n_2 = n_3 \quad n_3 = \frac{n_2(d_3)}{d_4} = \frac{n_1 (d_1)(d_3)}{(d_2)(d_4)} \quad \text{Ec. (3.3)}$$

$$\text{Si } n_3 = n_4 \quad n_4 = \frac{n_3 (d_4)}{d_3} = \frac{n_1 (d_1)(d_3)(d_5)}{(d_2)(d_4)(d_6)} \quad \text{Ec. (3.4)}$$

Para los diámetros de las poleas, se selecciona a las 3 conductoras de 4 [pulg.]. Las conducidas pertenecientes a los ejes 1 y 2 de 12 [pulg.], mientras a la conducida del eje 3, de 6 [pulg.], las cuales se fabrican a nivel de la industria nacional ecuatoriana.

Por lo tanto aplicando la ecuación 3.2 se tiene.

$$n_2 = \frac{1725 (4)}{12} = 575 \left[\frac{rev}{min} \right]$$

Aplicando la ecuación 3.3.

$$n_3 = \frac{1725 (4)(4)}{(12)(12)} = 191.66 \left[\frac{rev}{min} \right]$$

Aplicando la ecuación 3.4.

$$n_4 = \frac{1725 (4)(4)(4)}{(12)(12)(6)} = 127.78 \left[\frac{rev}{min} \right]$$

Esta velocidad angular es un tanto mayor que la calculada en el numeral 3.1, lo que da como resultado una capacidad poco mayor que la propuesta (125 rev/min), esto se justifica por el aspecto económico ya que al utilizar otro sistema de reducción para alcanzar la velocidad exacta (catarinas, cajas de velocidades, etc.) encarecen el diseño del prototipo.

3.3. DISEÑO DEL EJE 8

Este eje es el que se utiliza para la impresión de la numeración, al hacer girar al numerador que es untado de tinta por un rodillo que se encuentra en el eje 9, Posteriormente el numerador es presionado contra la hoja de papel mediante un rodillo de madera que se soporta en el eje 10, tal como se observa en la Figura 3-4.

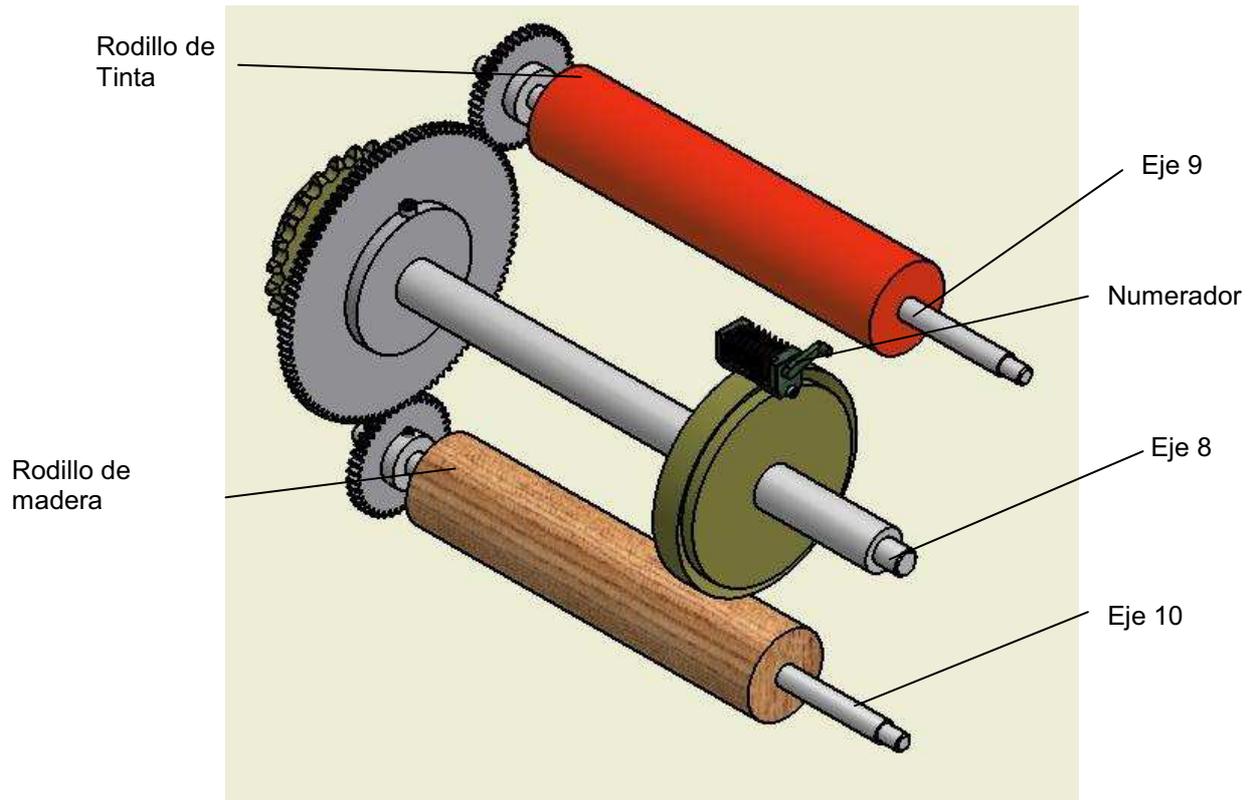


Figura 3-4: Posición ejes 8,9 y 10

Fuente: Propia

El eje 8 está sometido a una carga en el engrane debido a la inercia que tiene que vencer.

3.3.1. CÁLCULO DEL PESO DEL TINTERO

La empresa PUBLI-SEC proporciona un tintero de una masa de 0,12 [Kg], por lo tanto constituye una carga de 1,18 [N].

3.3.2. CÁLCULO DEL TORQUE PARA VENCER LOS MOMENTOS DE INERCIA.

El cálculo se lo realiza mediante el software Inventor.

3.3.2.1. CÁLCULO DE ELEMENTOS DEL EJE 9

- RODILLO PARA TINTA

El rodillo para tinta es el que se aprecia en la Figura 3-5 (a), en tanto que las propiedades y cálculos del mencionado rodillo se los considera en la Figura 3-5 (b).

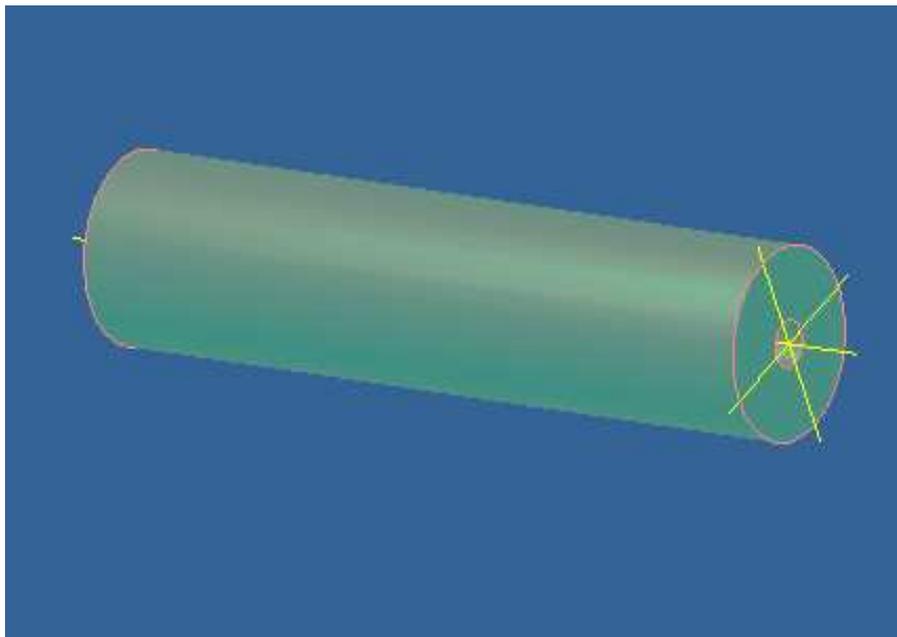


Figura 3-5(a): Rodillo para Tinta

Fuente: Propia

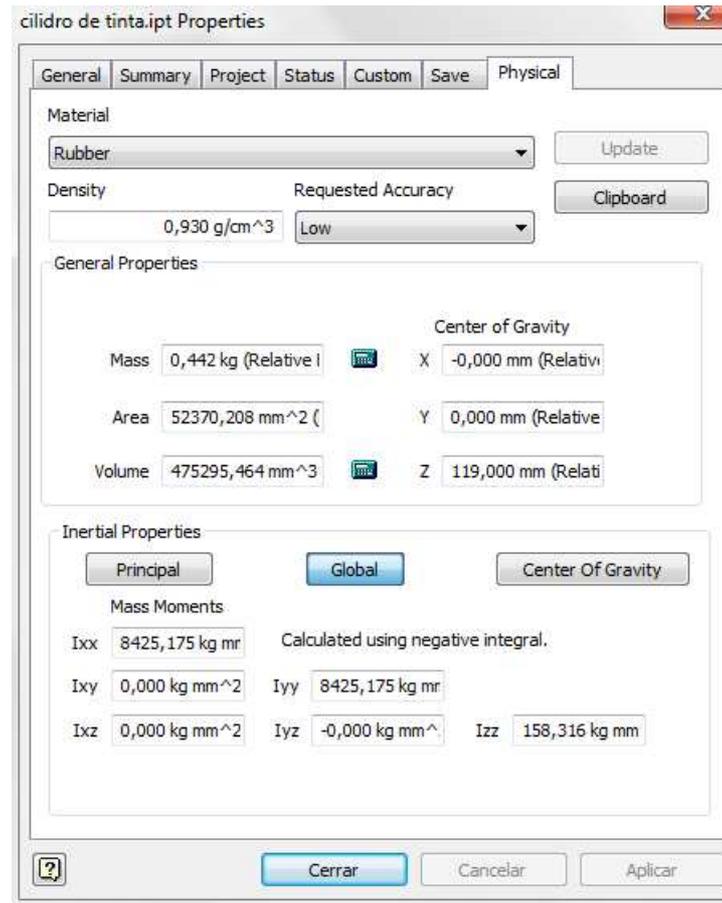


Figura 3-5 (b): Propiedades del Rodillo para Tinta

Fuente: Propia

De la Figura 3-5 (b) se toma el valor de I_{zz} .

$$I_{zz} = 158,3 \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2] = 1,58 \times 10^{-4} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

- EJE 9

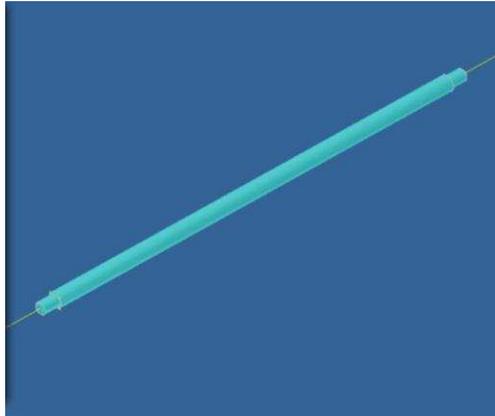


Figura 3-6 (a): Eje 9

Fuente: Propia

eje10.ipt Properties

General Summary Project Status Custom Save Physical

Material: Steel [Update]

Density: 7,850 g/cm³ Requested Accuracy: Low [Clipboard]

General Properties

Mass	0,367 kg (Relative)	Center of Gravity	X	-0,000 mm (Relative)
Area	15137,767 mm ²		Y	0,000 mm (Relative)
Volume	46760,051 mm ³		Z	176,000 mm (Relative)

Inertial Properties

Principal Global Center Of Gravity

Mass Moments

Ixx 15558,220 kg m² Calculated using negative integral.

Ixy 0,000 kg mm² Iyy 15558,220 kg m²

Ixz 0,000 kg mm² Iyz -0,000 kg mm² Izz 7,268 kg mm²

[?] [Cerrar] [Cancelar] [Aplicar]

Figura 3-6 (b): Propiedades del Eje 9

Fuente: Propia

De la Figura 3-6 (b) se toma el valor de I_{zz} .

$$I_{zz} = 7,268 \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2] = 7,26 \times 10^{-6} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

- ENGRANAJE 4

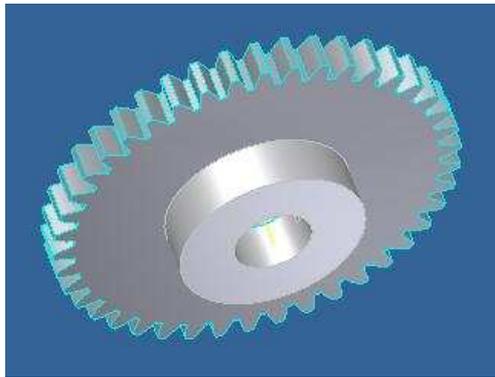


Figura 3-7 (a): Engranaje 4

Fuente: Propia

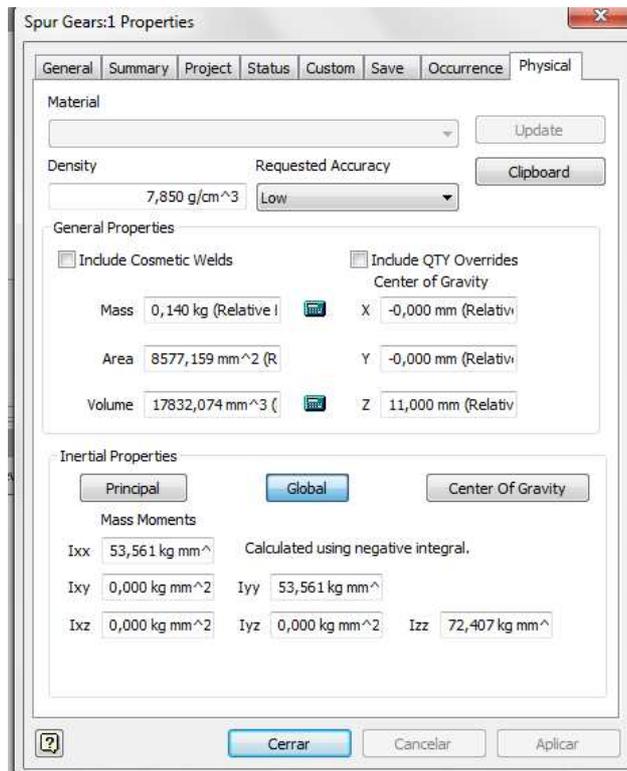


Figura 3-7 (b): Propiedades del Engranaje 4

Fuente: Propia

De la Figura 3-7 (b) se toma el valor de I_{zz} .

$$I_{zz} = 72,407 [kg \cdot mm^2] = 7,24 \times 10^{-5} [kg \cdot m^2]$$

El torque está dado por la ecuación (3.5).

$$T = (\Sigma I_{zz})(\alpha) \quad \text{Ec. (3.5)}$$

Donde:

T:	Torque	[Nm]
I_{zz} :	Momento de Inercia	[kgm]
α :	Aceleración Angular	[rev/s ²]

Se obtiene la aceleración angular de la ecuación (3.6)

$$\alpha = \frac{\Delta w}{\Delta t} = \frac{w - w_0}{t - t_0} \quad \text{Ec. (3.6)}$$

Como parte del reposo w_0 y $t_0 = 0$

Donde:

α :	Aceleración angular	[rev/s ²]
w:	Velocidad Angular	[rev/s]
t:	Tiempo	[s]

Para hallar w se tiene que encontrar la velocidad angular del eje 10. Para esto se analiza que el eje 9 engrana con el eje 8.

El eje 8 debe girar con una relación de 2.5:1 respecto al eje final de la relación, todo esto debido a que una hoja de papel recorre el sistema cada 2.5 revoluciones.

Se sabe que el eje final de revolución tiene una velocidad angular de 127,77 [rev/min].

Por lo tanto:

$$w_{eje\ 8} = \frac{1}{2.5}$$

$$w_{eje\ 4} = \frac{1}{2.5} (127,7) = 51,08 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] = 5,35 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

El engranaje 3 del eje 8 tiene $z_8 = 105$ dientes y el engranaje 4 del eje 9 tiene $z_4 = 42$ dientes, la cual se detalla en el numeral 3.9.2. Por lo tanto:

$$w_{eje\ 9} = \frac{z_8}{z_9}$$

$$w_{eje\ 8} = \frac{105}{42} (5,35) = 13,37 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

Se asume que la numeradora arranca en 0,25 [s].

Por lo tanto aplicando la ecuación 3.7:

$$\alpha = \frac{13,37}{0,25} = 53,5 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$$

El torque obtenido es:

$$T_9 = (1,58 \times 10^{-4} + 7,26 \times 10^{-6} + 7,24 \times 10^{-5}) 53,5 = 0,013 \text{ [Nm]}$$

3.3.2.2. CÁLCULO PARA ELEMENTOS DEL EJE 10

- CILINDRO DE MADERA

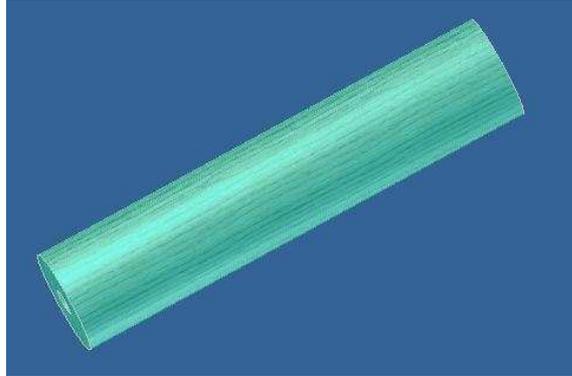


Figura 3-8 (a): Cilindro de Madera

Fuente: Propia

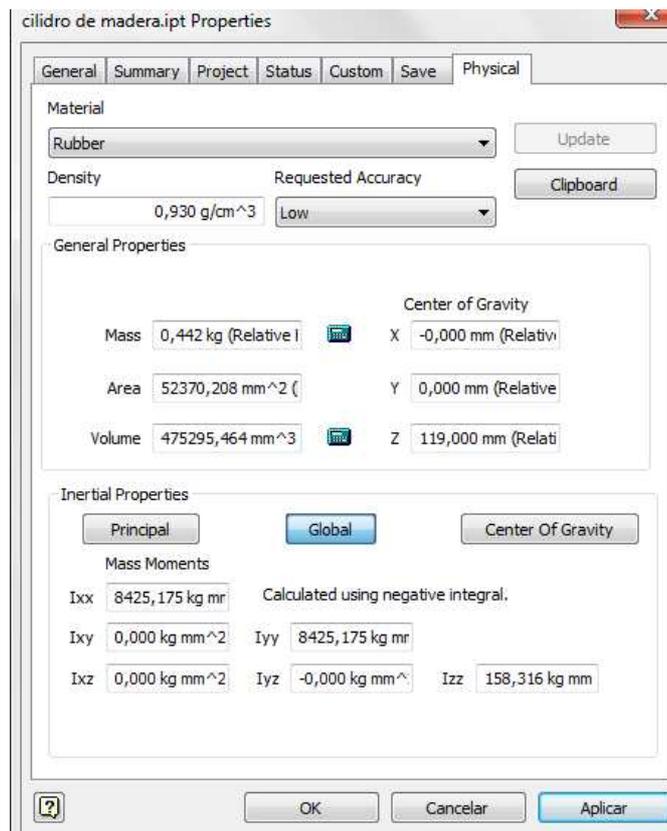


Figura 3-8 (b): Propiedades del Cilindro de Madera

Fuente: Propia

De la Figura 3-8 (b) se toma el valor de I_{zz}

$$I_{zz} = 158,3 \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2] = 1,58 \times 10^{-4} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

- EJE 10

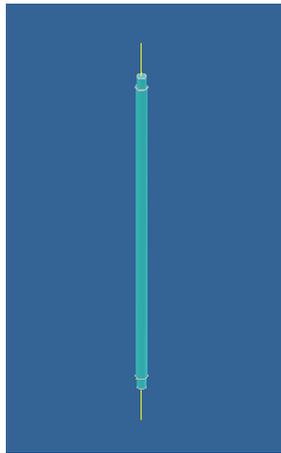


Figura 3-9 (a): Eje 10

Fuente: Propia

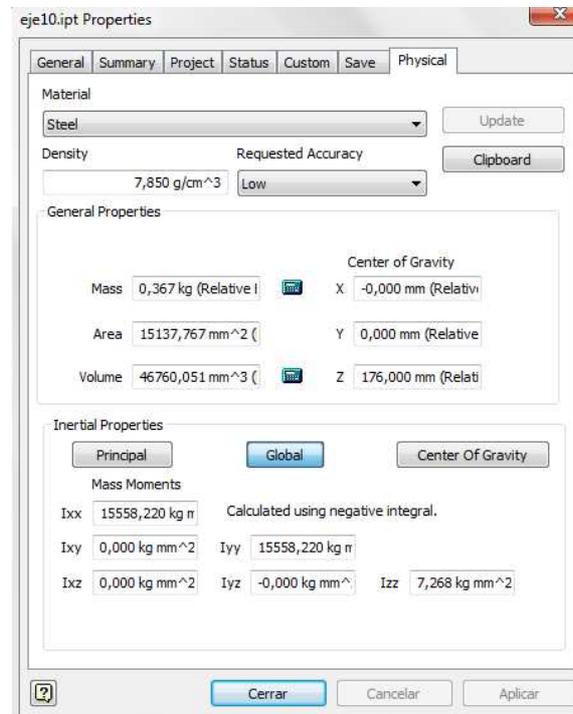


Figura 3-9 (b): Propiedades del Eje 10

Fuente: Propia

De la Figura 3-9 (b) se toma el valor de I_{zz}

$$I_{zz} = 7,268[kg. mm^2] = 7,26 \times 10^{-6}[kg. m^2]$$

- ENGRANAJE 5

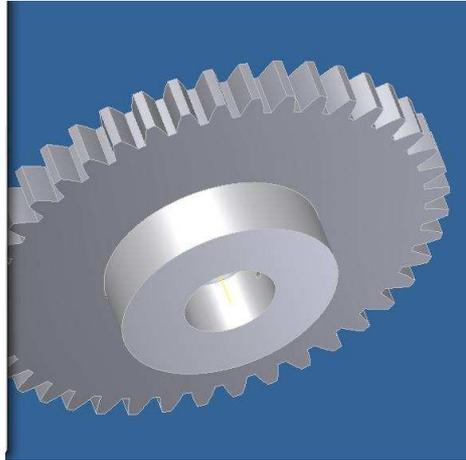


Figura 3-10 (a): Engranaje 5

Fuente: Propia

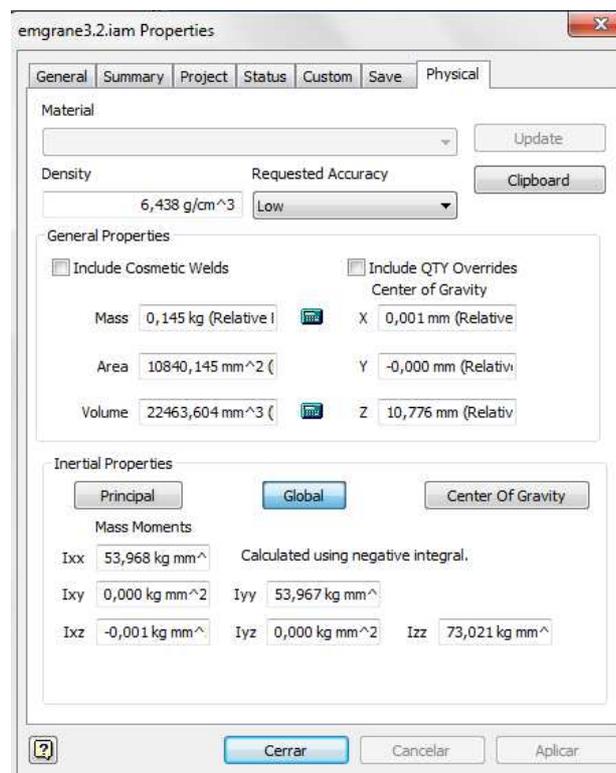


Figura 3-10 (b): Propiedades de; Engranaje 5

Fuente: Propia

De la Figura 3-10 (b) se toma el valor de I_{zz}

$$I_{zz} = 7,268[\text{kg} \cdot \text{mm}^2] = 7,26 \times 10^{-6}[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

Dado que el análisis es el mismo del eje 9, porque está acoplado al eje 8, por lo que $\alpha = 53,5$ [rad/s²].

Aplicando la ecuación (3.5) se tiene:

$$T_{10} = (1,58 \times 10^{-4} + 7,26 \times 10^{-6} + 7,23 \times 10^{-5}) 53,5 = 0,013 [\text{Nm}]$$

A continuación se analiza el torque y las cargas que se transportan por los engranajes al eje 8. Como se observa en la Figura 3-11

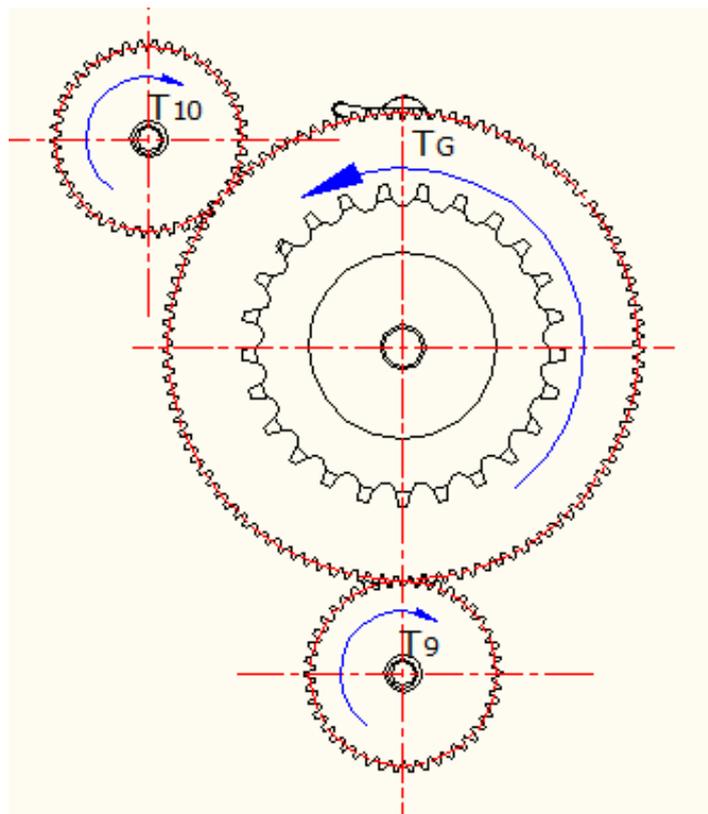


Figura 3-11: Engranajes del eje 8

Fuente: Propia

$$H_8 = w_8 \times T_8$$

$$H_8 = 5,35 \times 0,026 = 0,14 \text{ [W]}$$

$$T_8 = T_{10} + T_9 = 0,026 \text{ [Nm]}$$

Para encontrar las cargas en el engrane 3 se realiza un análisis que se observa en la Figura 3-12.

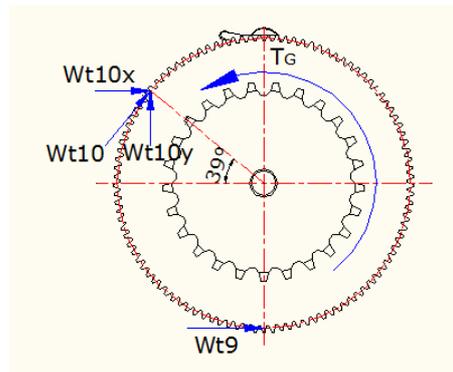


Figura 3-12: Engranaje 3

Fuente: Propia

El $dp = 157,7 \text{ [mm]} = 0,1577 \text{ [m]}$

$$\sum M = 0$$

$$T_8 = wt_{10} \frac{dp}{2} + wt_9 \frac{dp}{2} \quad \text{Ec. (3.7)}$$

$$wt_{10} = wt_9 \quad \text{Ec. (3.8)}$$

Reemplazando la ecuación (3.8) en la ecuación (3.7).

$$T_8 = wt dp$$

Este valor debe ser corregido debido a que la fuerza que transmiten los engranajes no es perpendicular al punto de contacto. Para este engrane se toma un valor de ángulo de presión de 20° . Así

$$wt_{10} = wt_9 = wt = \frac{0.1648}{\cos 20} = 0.1754 \text{ [N]}$$

$$wt_{10x} = wt_{10} \sin 39^\circ = 0,1754 (\sin 39^\circ) = 0,09 \text{ [N]}$$

$$wt_{10y} = wt_{10} \cos 39^\circ = 0,1754 (\cos 39^\circ) = 0,14 \text{ [N]}$$

3.3.3. DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE 8

En la Figura 3-13 se muestra la configuración longitudinal del eje 8.

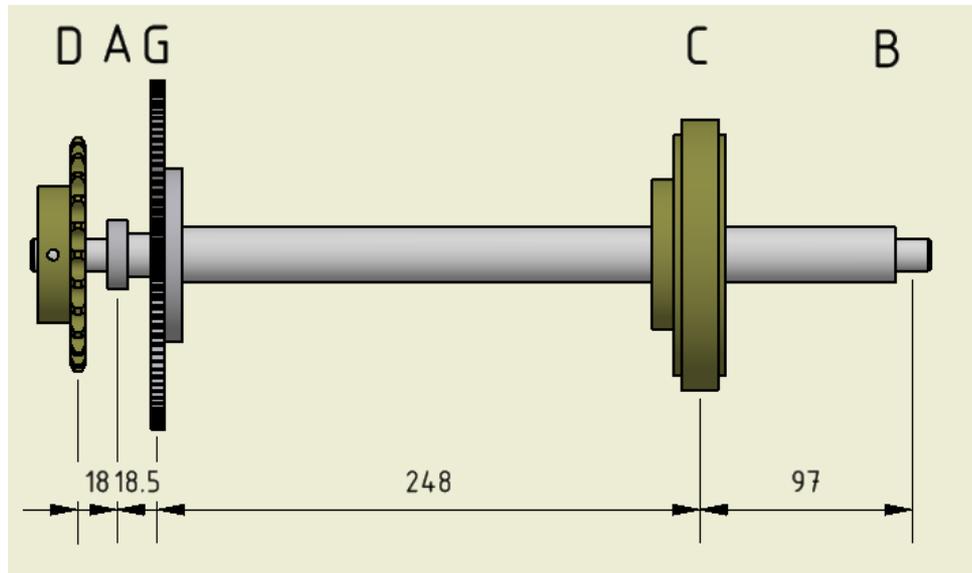


Figura 3-13: Configuración Longitudinal del eje 8

Fuente: Propia

A continuación se plantea el Diagrama de Cuerpo Libre, el cual se observa en la Figura 3-14 .

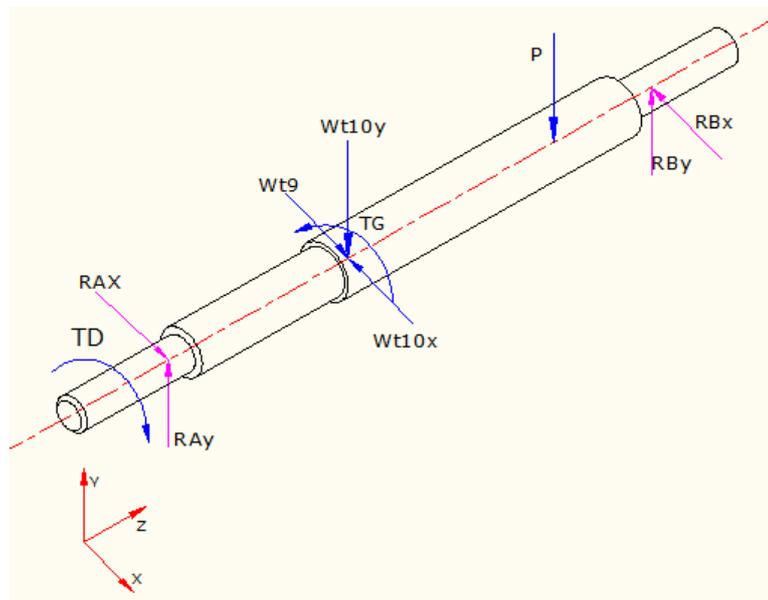


Figura 3-14: Diagrama de Cuerpo Libre del eje 8.

Fuente: Propia

Aplicando las leyes de la estática:

$$\sum M_z = 0$$

$$T_D = T_B = 0,026 \text{ [Nm]}$$

$$\sum M_{Ax} = 0$$

$$-wt_{10y} (0,0185) - P(0,266) + R_{By}(0,36) = 0$$

$$-(0,14)(0,0185) - 1,18(0,266) + R_{By} (0,36) = 0$$

$$R_{By} = 0,88 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} - wt_{10y} - P + R_{By} = 0$$

$$R_{Ay} - 0,14 - 1,18 + 0,88 = 0$$

$$R_{Ay} = 0,44 \text{ [N]}$$

$$\sum M_y = 0$$

$$-(wt_{10x} - wt_9) (0,0185) + R_{Bx}(0,36) = 0$$

$$-(0,18 - 0,11)(0,0185) + R_{Bx} (0,36) = 0$$

$$R_{Bx} = 0,03 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax} - wt_{10x} + wt_9 - R_{Bx} = 0$$

$$-R_{Ax} - 0,11 + 0,18 + 0,03 = 0$$

$$R_{Ax} = 0,1 \text{ [N]}$$

3.3.3.1. DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES

Se toma el inicio de los diagrama ($x=0$) en la sección A.

- PLANO X-Z

Se utiliza el software MD SOLIDS.

El diagrama de fuerza cortante y momento flector se observa en la Figura 3-15.

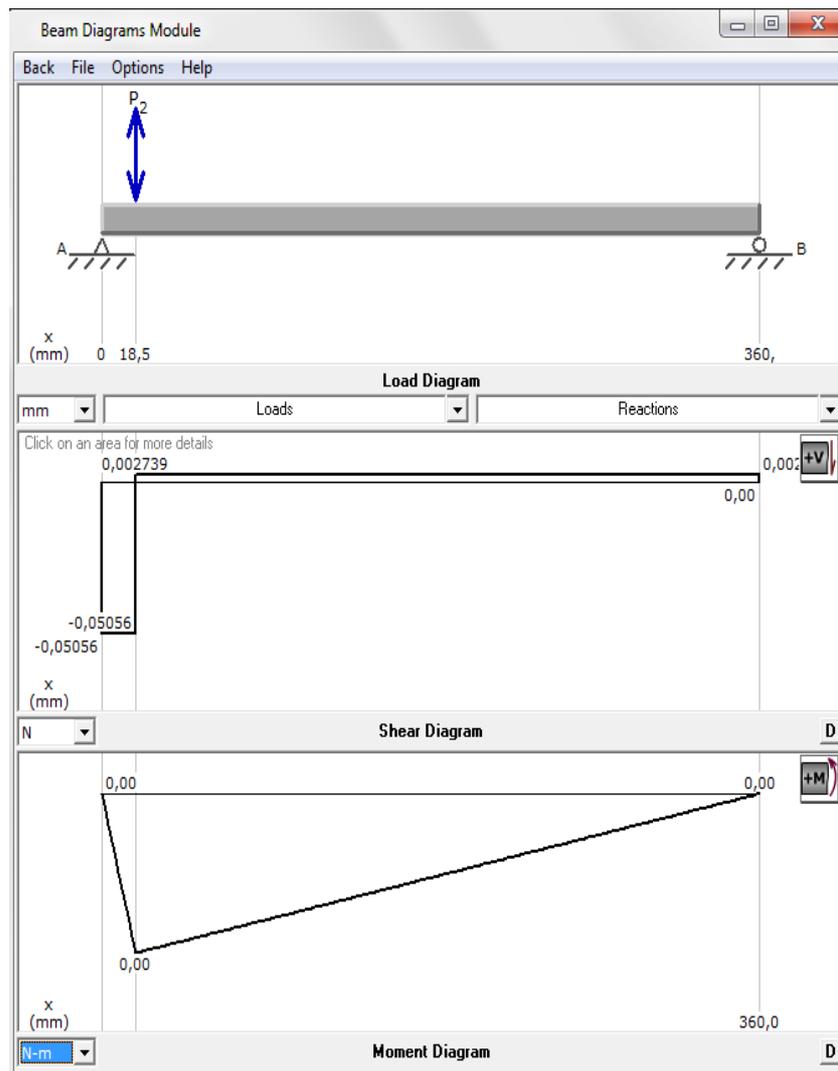


Figura 3-15: Fuerza Cortante y Momento Flector del eje 8 (PLANO X-Z)

Fuente: Propia

Por lo tanto la fuerza cortante máxima es $V(z) = 0,05$ [N] en la sección G, y el momento flector máximo es $M(z) = 9,32 \times 10^{-4}$ [Nm] en la sección G.

- PLANO Y-Z

Se utiliza el software MD SOLIDS.

El diagrama de fuerza cortante y momento flector se observa en la Figura 3-16.

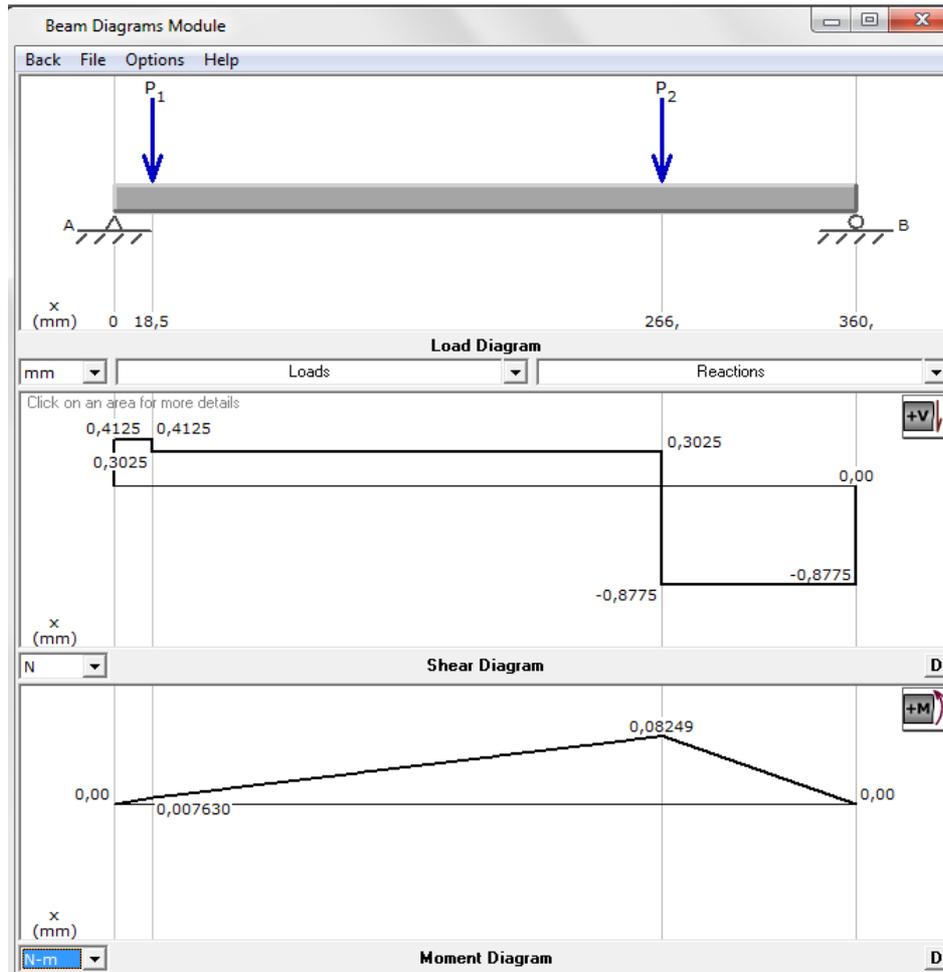


Figura 3-16: Fuerza Cortante y Momento Flector del eje 8 (PLANO Y-Z)

Fuente: Propia

Por lo tanto la fuerza cortante máxima es $V(z) = 0,4125$ [N] en la sección C, y el momento flector máximo es $M(z) = 0,08249$ [Nm] en la sección C.

Se llega a la conclusión que la sección crítica es C, porque es donde se tiene el mayor momento flector.

3.3.3.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS

- SECCIÓN C

En esta sección se presenta el caso de esfuerzo combinado uniaxial como se observa en la Figura 3-17.

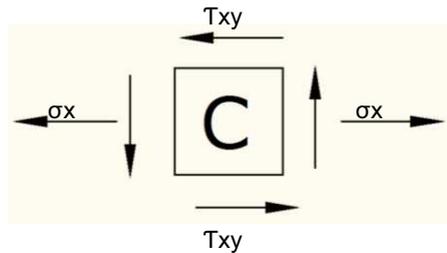


Figura 3-17: Esfuerzos combinados uniaxial del eje 8

Fuente: Propia

El esfuerzo de Tracción se halla mediante la ecuación (3.9)

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. (3.9)}^7$$

Para el diseño se selecciona un diámetro de eje de 25,4mm es decir 1 pulgada.

Por lo que el momento de inercia está dado por la ecuación (3.10)

$$I_{ZZ} = \pi \frac{r^4}{4} \quad \text{Ec. (3.10)}^8$$

$$I_{ZZ} = \pi \frac{(12,7 \times 10^{-3})^4}{4} = 2,04 \times 10^{-8} \text{ [m}^4\text{]}$$

Una vez calculado el momento de inercia y conociendo los datos del acero a usarse:

$$c = 12,7 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$M = 0,08249 \text{ [N]}$$

Se obtiene el valor del esfuerzo de tracción así:

$$\sigma_{xy} = \frac{0,08249 (12,7 \times 10^{-3})}{2,04 \times 10^{-8}} = 0,052 \text{ [MPa]}$$

⁷ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 55

⁸ GEERE James; Resistencia de Materiales; International Thomson Editores; España-Madrid; 2002 página 879

De manera semejante el esfuerzo cortante esta dado por la ecuación (3.11)

$$T_{xy} = \frac{Tr}{J} \quad \text{Ec. (3.11)}^9$$

Así el momento polar de inercia esta dado por la ecuación (3.12)

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{Ec. (3.12)}^{10}$$

Entonces el torque es igual a T_6 que previamente se calculo y es:

$$T = T_6 = 0,026 [Nm]$$

Así se procede

$$T_{xy} = \frac{0,026 (12,7 \times 10^{-3})}{4,08 \times 10^{-8}} = 8,03 \times 10^{-3} [MPa]$$

3.3.3.3. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD

Para el cálculo del factor de seguridad se debe tomar en cuenta que este es un caso de esfuerzo uniaxiales de corte y tracción, de tal manera que se determinara los esfuerzos de Von Mises mediante la ecuación (3.13) a continuación:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma x^2 + 3T_{xy}^2} \quad \text{Ec. (3.13)}^{11}$$

$$\sigma' = 50,9 [MPa]$$

Una vez calculado el esfuerzo de Von Misses, se procede a calcular el factor de seguridad como sigue en la ecuación (3.14).

$$\eta_s = \frac{S_y'}{\sigma'} \quad \text{Ec. (3.14)}^{12}$$

⁹ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 31-76

¹⁰ GEERE James; Resistencia de Materiales; International Thomson Editores; España-Madrid; 2002 página 879

¹¹ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 250

¹² SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 250

Para el cálculo se selecciona un acero de transmisión AISI 1018 el cuál tiene un valor de esfuerzo de:

$$S_y = 310 \text{ [MPa]}$$

De tal manera el factor de seguridad es:

$$\eta_s = \frac{310}{50,9} = 6$$

3.3.4. DISEÑO DINÁMICO

3.3.4.1. CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Como se puede apreciar en la Figura 3-18 (a) y Figura 3-18 (b). Los esfuerzos fluctuantes varían en función del tiempo. Así se observa a continuación:

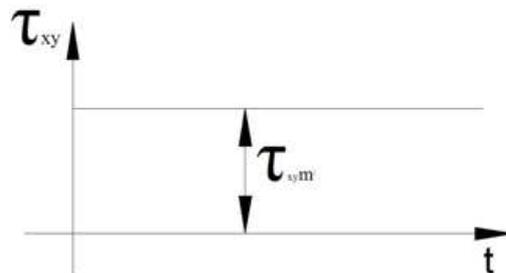


Figura 3-18 (a): Esfuerzos fluctuantes en función del tiempo

Fuente: Propia

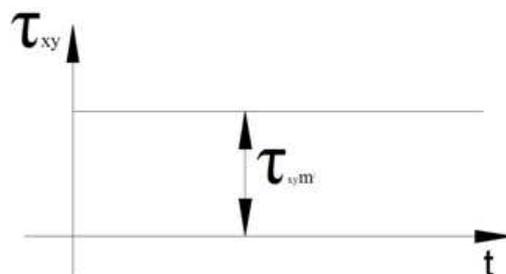


Figura 3-18 (b): Esfuerzos fluctuantes en función del tiempo

Fuente: Propia

Como se cálculo previamente y se puede observar en la Figura 3-18 (a) y Figura 3-18 (b).

$$T_m = T_{xy} = 8,03 \times 10^{-3} \quad [MPa]$$

$$\sigma_{max} = \sigma_x = \sigma' = 0,05 \quad [MPa]$$

Posteriormente se hallan los esfuerzos de Von Misses medios, utilizando la Ecuación (3.12).

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma'_{xm}{}^2 + 3T'_{ym}{}^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{0 + 3(8,03 \times 10^{-3})^2} = 0,014 \quad [MPa]$$

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3T_{xya}^2}$$

$$\sigma_a = \sqrt{0,05^2 + 0} = 0,05 \quad [MPa]$$

3.3.4.2. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

Se selecciona un acero de transmisión AISI 1018 cuya $S_{ut} = 510$ [mPa]

$$S_{e'} = 0,5 S_{ut} = 255 \quad [mPa]$$

Factores de Resistencia

$$k_a = 0,78 \quad \left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Maquinado} \\ S_{ut} = 510 \text{ mPa} \end{array}$$

$$k_b = 1,189 d^{-0,097}$$

Se seleccionar como diámetro la altura del lado del cuadrado $d = 12,7$ [mm]

$$k_b = 0,91$$

$$k_c = 0,897 \text{ (confiabilidad del 90\%)}$$

$$k_d = 1 \quad T < 450^\circ\text{C}$$

$$k_e = 1$$

$$k_f = 1$$

Lo siguiente es el cálculo de la resistencia del material en base a la ecuación (3.15)

$$S_e = S_e' * k_u * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f \quad \text{Ec. (3.15)}^{13}$$

$$S_c = 255(0,78)(0,91)(0,879)(1)(1)(1) = 162,35 \text{ [mPa]}.$$

3.3.4.3. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Para el cálculo del factor de seguridad dinámico se aplica la Teoría de la Línea de Goodman para vida infinita. La línea de Goodman se observa en la Figura 3-19.

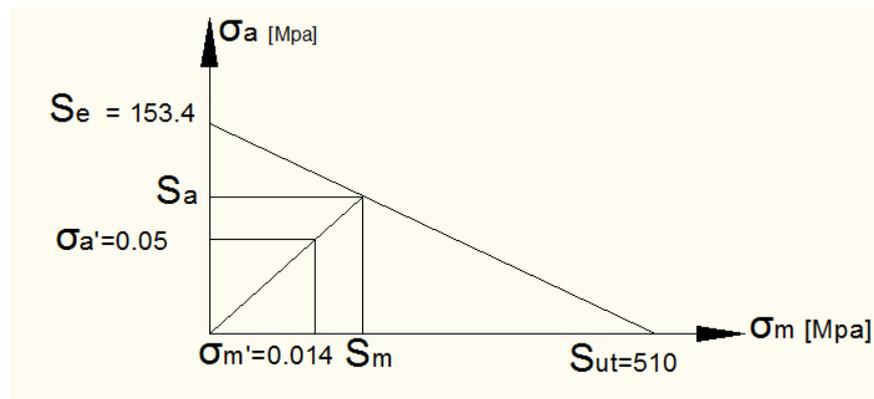


Figura 3-19: Línea de Goodman para el eje 8

Fuente: Propia

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{S_e}{S_u} + \frac{\sigma_a}{\sigma_m}} \quad \text{Ec. (3.16)}^{14}$$

$$S_m = \frac{162,35}{\frac{162,35}{510} + 1} = 123 \text{ [mPa]}$$

$$nd = \frac{S_m}{\sigma_m} \quad \text{Ec. (3.17)}^{15}$$

$$nd = \frac{123 \times 10^6}{90,18} = 1,3 \times 10^6$$

¹³ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 307-322

¹⁴ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 340

¹⁵ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 340

Los factores de seguridad altos se justifican por la distancia de los ejes y configuración de los elementos.

3.4. DISEÑO DEL EJE 7

El eje se utiliza para realizar el grapado de las hojas por medio de unas uñetas giratorias.

El eje 7 se acopla al 8 por medio de un sistema de catarinas y cadenas, hecho que se presenta en la Figura 3-20.

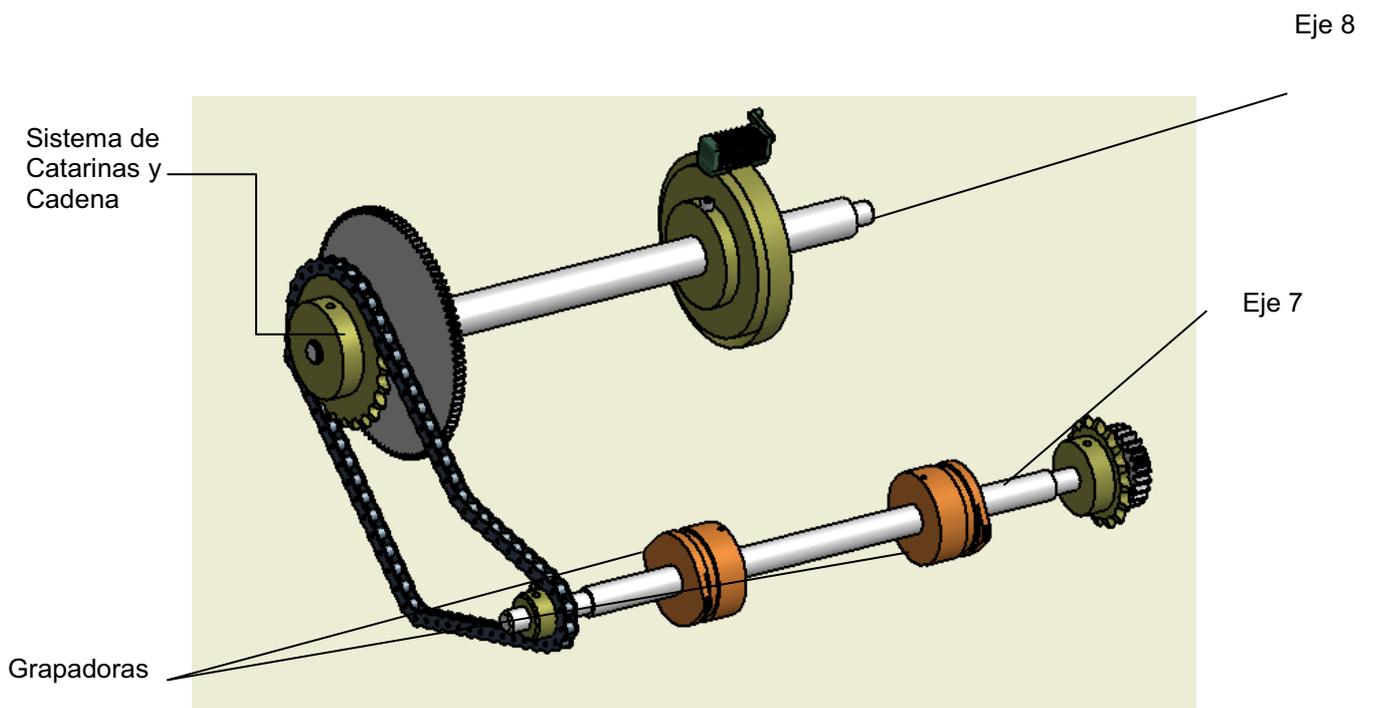


Figura 3-20: Sistema de Catarinas y Cadenas del eje 7

Fuente: Propia

A continuación se analiza el torque del eje 7 mediante el Diagrama de Cuerpo Libre de las catarinas que se muestra en la Figura 3-21.

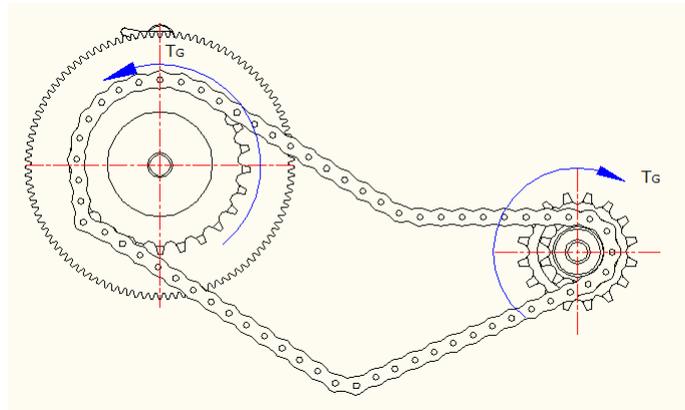


Figura 3-21: Diagrama de Cuerpo Libre de Cadenas y Catarinas

Fuente: Propia

$$H_8 = \omega_8 T_8$$

$$H_8 = 5,35 \left[\frac{rad}{seg} \right] \times 0,026 [Nm]$$

$$H_8 = 0,14 [Watio]$$

Entonces:

$$H_7 = \omega_7 T_1$$

Como se menciona anteriormente, el eje 7 gira a la misma velocidad angular respecto al eje final del reductor, velocidad que se encuentra en 127,77 rev/min.

$$\omega_7 = 127,77 \left[\frac{rev}{min} \right] = 13,38 \left[\frac{rad}{seg} \right]$$

Entonces:

$$T_1 = \frac{H_7}{\omega_7} = \frac{0,14 [Watio]}{13,38 \left[\frac{rad}{seg} \right]} = 0,01 [N.m]$$

Además no se puede dejar de lado la inercia que genera que el mecanismo por ser de cadena.

NOTA: Las inercias de los elementos del eje 8 fueron calculadas para obtener el torque del eje 6

3.4.1. CÁLCULO DE LA FUERZA PARA VENCER LA INERCIA DE LA CADENA

Al ser la cadena un elemento compuesto no se puede utilizar el software INVENTOR, por tanto se calcula la inercia de la cadena mediante dinámica.

En la

Figura 3-22 (a) se observa la cadena y en la Figura 3-22 (b) se observan las propiedades de la cadena que sigue a continuación.

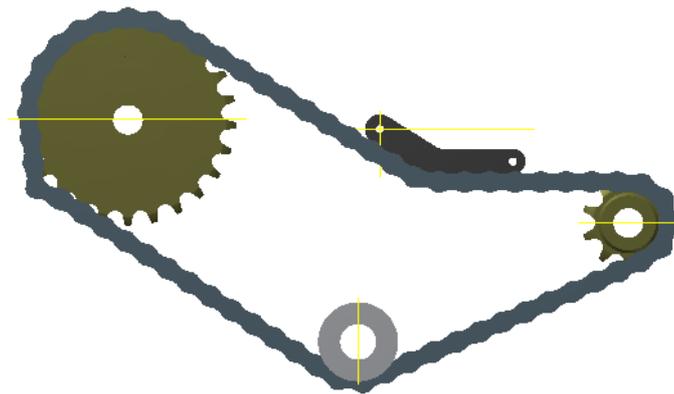


Figura 3-22 (a): Cadena

Fuente: Propia

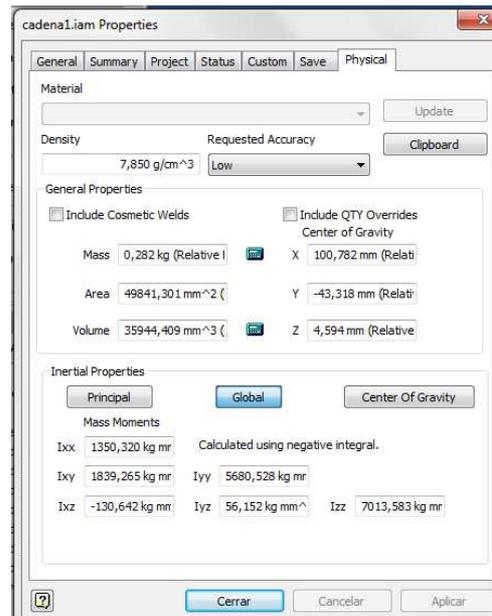


Figura 3-22 (b): Propiedades de la Cadena

Fuente: Propia

En la Figura 3-23 se observan las fuerzas que actúan en la cadena, para este análisis se considera toda la longitud de la cadena y no solo los segmentos colgantes de la misma.

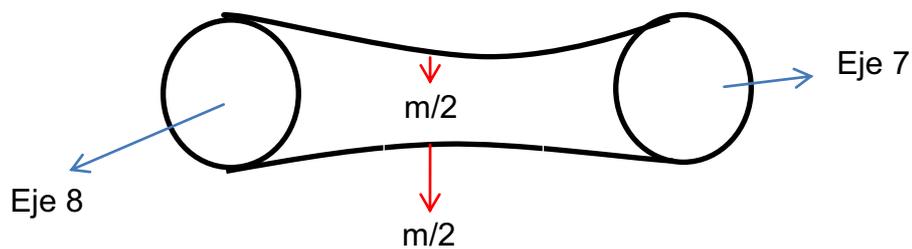


Figura 3-23: Fuerzas que actúan en la cadena

Fuente: Propia

Sabiendo que:

$$\sum F = m \times a$$

$$a = \alpha \times r$$

Para obtener α_7 se utiliza la expresión:

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \frac{r_1}{r_2}$$

De la expresión anterior se encuentran las aceleraciones de los diferentes ejes.

$$F = m \times \alpha_7 \times r_7$$

Donde:

F:	Fuerza debido al peso de la cadena	[N]
m:	Masa de la cadena	[kg]
α :	Aceleración angular	[rad/s ²]
r:	Radio de engrane	[m]

Por lo tanto:

$$F = 0,282 \times 59,87 \times 0,02748 = 0,467 \text{ [N]}$$

3.4.2. CARGAS DEBIDO AL PESO DE LAS GRAPADORAS-SEPARADORES

El peso se encuentra mediante el software INVENTOR debido a su complejidad como se observa en la Figura 3-24 (b). Cabe mencionar que se tiene dos cuchillas iguales.

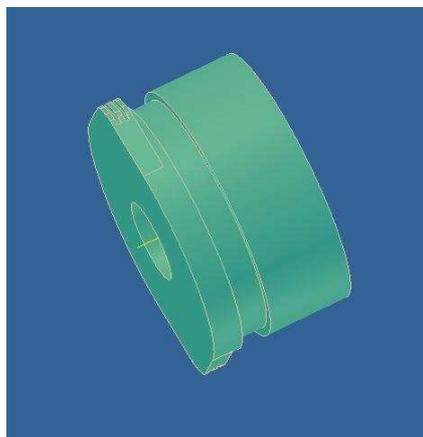


Figura 3-24 (a): Grapadoras-Separadores

Fuente: Propia

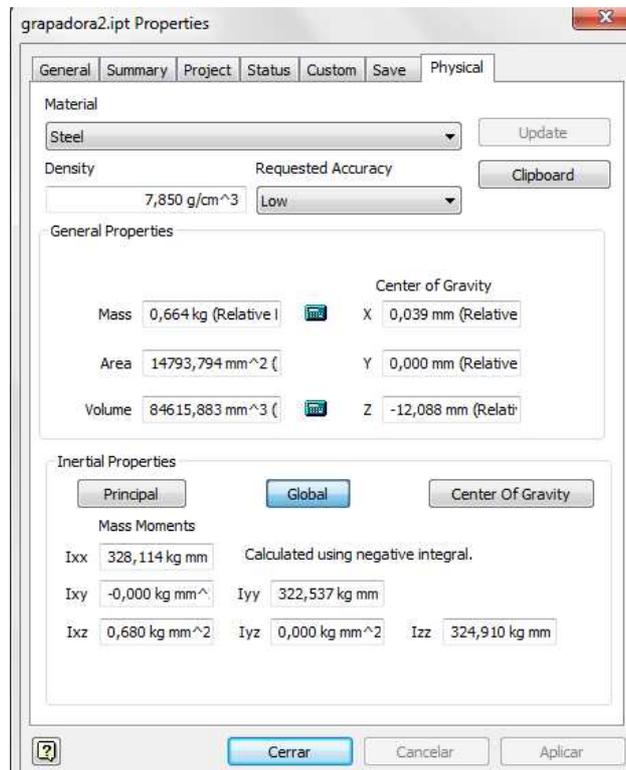


Figura 3-24 (b): Propiedades de las Grapadoras-Separadores

Fuente: Propia

$$m = 0,664 \text{ [kg]}$$

$$P = mg = 0,664 (9,8) = 6,507 \text{ [N]}$$

En base a los resultados obtenidos la fuerza debido a la cadena y al peso de los engrapadores es:

$$F_7 = F + P = 0,467 + 6,507 = 6,97 \text{ [N]}$$

Y para obtener la potencia se puede utilizar las siguientes expresiones:

$$P = F \times v$$

$$v = w \times r$$

Por lo tanto:

$$P = F \times w \times r$$

Donde:

w:	Velocidad angular	[rad/s]
r:	Radio	[m]

$$P = 6,97 \times 0,02798 \times 13,37 = 2,56 \text{ [W]}$$

Finalmente para tomar el valor de la potencia del eje 7 se suma P y H_{7-1} , así:

$$H_7 = H_{7-1} + P = 0,12 + 2,56 = 2,7 \text{ [W]}$$

3.4.3. CARGAS DEBIDO A LAS INERCIAS PARA EL ARRASTRE DEL EJE

Para que las hojas de papel bond sean grapadas estas son presionadas con las grapadoras del eje 6 y eje 7. El eje 6 es accionado por el eje 7 por medio de un sistema de engranajes como se indica en la Figura 3-25.

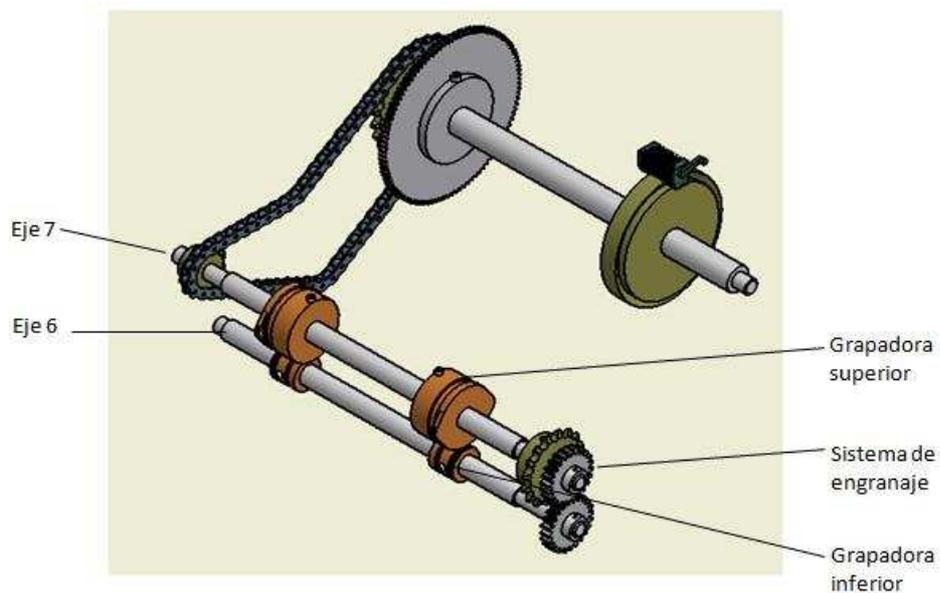


Figura 3-25: Sistema de Engranajes de los ejes 6 y 7

Fuente: Propia

3.4.3.1. CÁLCULO DE LOS MOMENTOS DE INERCIA DEL EJE 6

Debido a su complejidad se calcula los momentos de inercia mediante el software INVENTOR.

- EJE 6

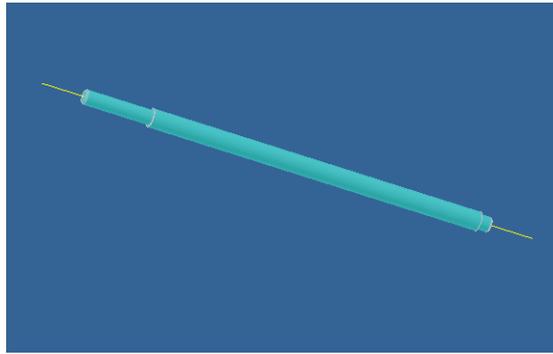


Figura 3-26 (a): Eje 6

Fuente: Propia

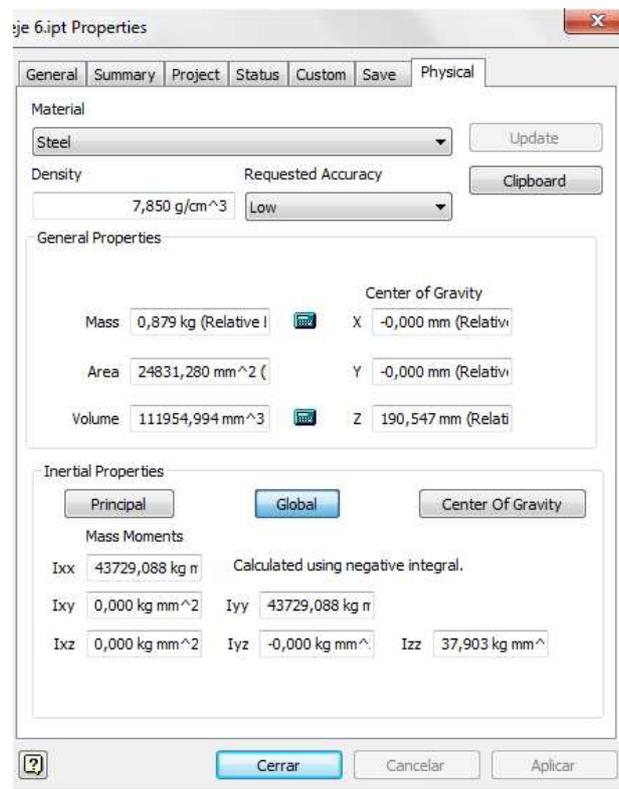


Figura 3-26 Figura 3-26 (b): Propiedades del Eje 6

Fuente: Propia

De la Figura 3-26 (b) se toma el valor de I_{zz} .

$$I_{zz_1} = 37,07 \text{ [kgmm]} = 3,19 \times 10^{-5} \text{ [kgm]}$$

- GRAPA INFERIOR

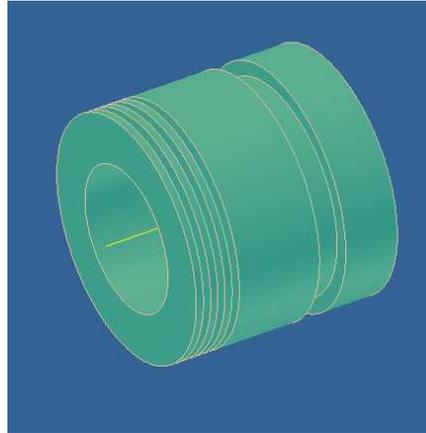


Figura 3-27 (a): Grapa Inferior

Fuente: Propia

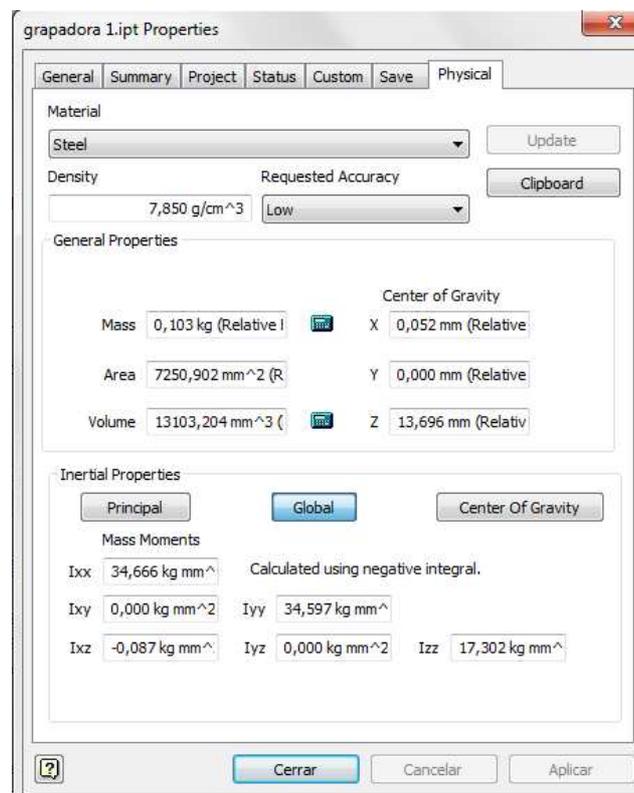


Figura 3-27 (b): Propiedades de la Grapa Inferior

Fuente: Propia

De la Figura 3-27 Figura 3-27 (b) se toma el valor de I_{zz} .

$$I_{zz}'_2 = 17,302 \text{ [kgmm]} = 1,73 \times 10^{-5} \text{ [kgm]}$$

- ENGRANAJE 2



Figura 3-28 (a): Engranaje 2

Fuente: Propia

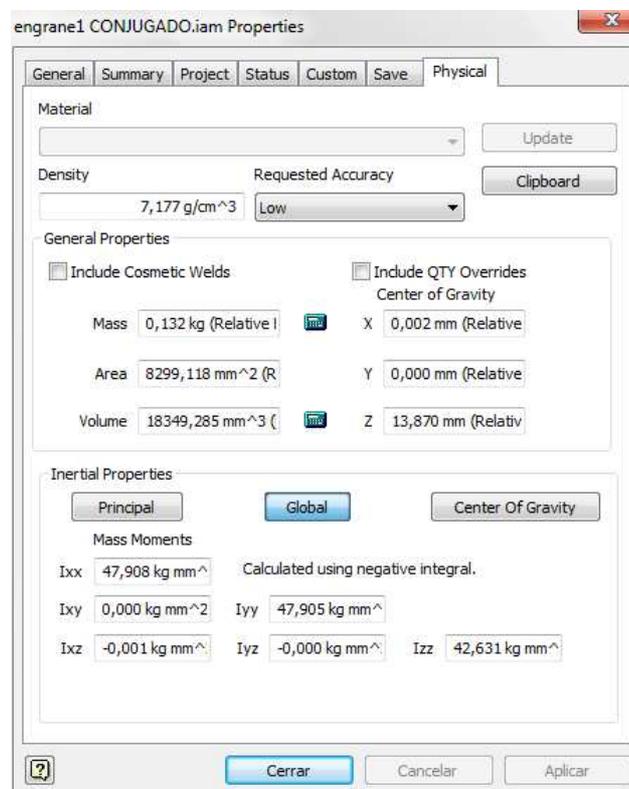


Figura 3-28 Figura 3-28(b): Propiedades del Engranaje 2

Fuente: Propia

De la Figura 3-28 Figura 3-28 (b) se toma el valor de I_{zz} .

$$I_{zz}'_3 = 42,631 [kgmm] = 4,26 \times 10^{-5} [kgm]$$

Aplicando la ecuación (3.5) se tiene:

$$T_6 = \sum I_{zz} w_6$$

$$T_6 = (3,79 \times 10^{-5} + 2(1,73 \times 10^{-5}) + 4,26 \times 10^{-5})(13,38)$$

$$T_6 = 1,53 \times 10^{-3} [Nm]$$

Y se obtiene:

$$H_6 = T_6 \times w_6$$

$$H_6 = 1,53 \times 10^{-3} \times 13,37 = 0,02 [W]$$

Para encontrar las cargas en el sistema de engranajes se analiza mediante un Diagrama de Cuerpo Libre del engranaje 2 como se observa en Figura 3-29 Figura 3-29.

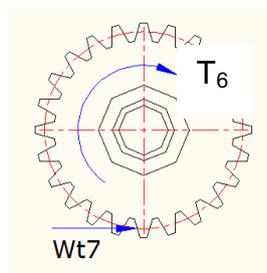


Figura 3-29: Diagrama de Cuerpo Libre del Engranaje 2

Fuente: Propia

$$Wt_7 = \frac{T_6}{\frac{dp}{2}} = \frac{1,53 \times 10^{-3}}{\frac{48 \times 10^{-3}}{2}} = 0,064 [N]$$

Este valor debe ser corregido debido a que la fuerza que transmiten los engranajes no es perpendicular al punto de contacto. Para este engrane se toma un valor de ángulo de presión de 20° . Así

$$Wt_7 = \frac{0,064}{\cos 20} = 0,068 [N]$$

3.4.4. DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE 7

En la Figura 3-30 se muestra el eje 7.

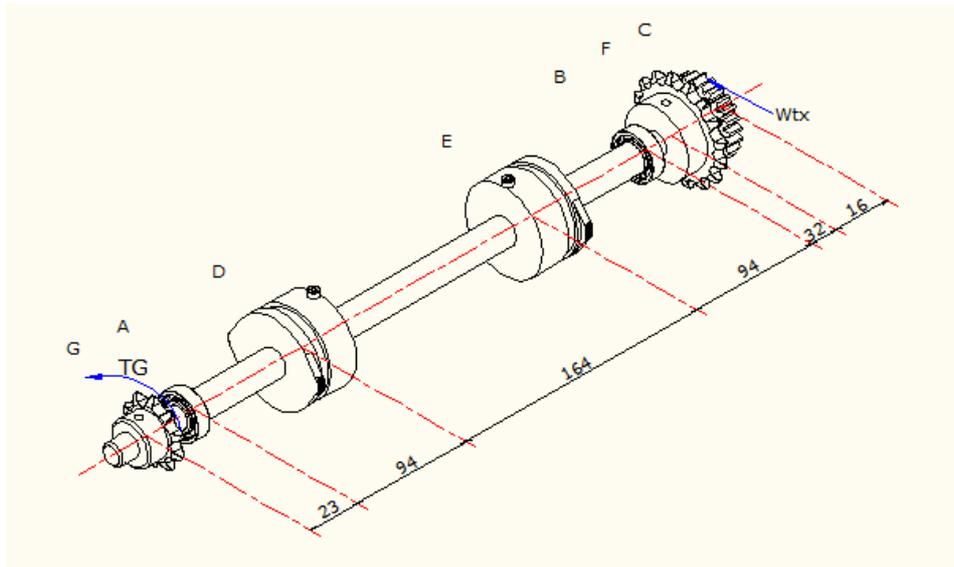


Figura 3-30: Eje 7

Fuente: Propia

A continuación se plantea el Diagrama de Cuerpo Libre que se observa en la Figura 3-31.

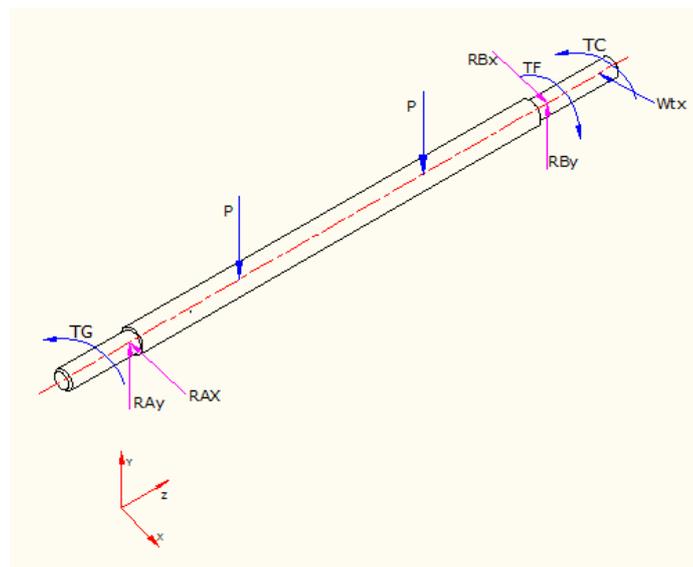


Figura 3-31: Diagrama de Cuerpo Libre del Eje 7

Fuente: Propia

Aplicando las leyes de la estática:

$$\sum M_Z = 0$$

$$T_6 = T_C$$

$$T_F = T_C$$

$$T_F = 1,53 \times 10^{-3}$$

$$\sum M_x = 0$$

$$-P(0,094) - P(0,258) + R_{By}(0,352) = 0$$

$$-(6,507)(0,094) - 6,507(0,258) + R_{By}(0,352) = 0$$

$$R_{By} = 0,507 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{Ay} + P + P - R_{By} = 0$$

$$R_{Ay} + 13,01 - 6,507 = 0$$

$$R_{Ay} = 6,503 \text{ [N]}$$

$$\sum M_y = 0$$

$$-R_{Bx}(0,352) + wt(0,4) = 0$$

$$R_{Bx} = 0,072 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-R_{Ax} + R_{Bx} - wt_x = 0$$

$$-R_{Ax} + 0,072 - 0,068 = 0$$

$$R_{Ax} = 0,004 \text{ [N]}$$

3.4.4.1. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO DE INERCIA DEL EJE 7

- PLANO X-Z

Se utiliza el software MD-SOLIDS.

El diagrama de fuerza cortante y momento flector se muestra en la Figura 3-32. Figura 3-32.

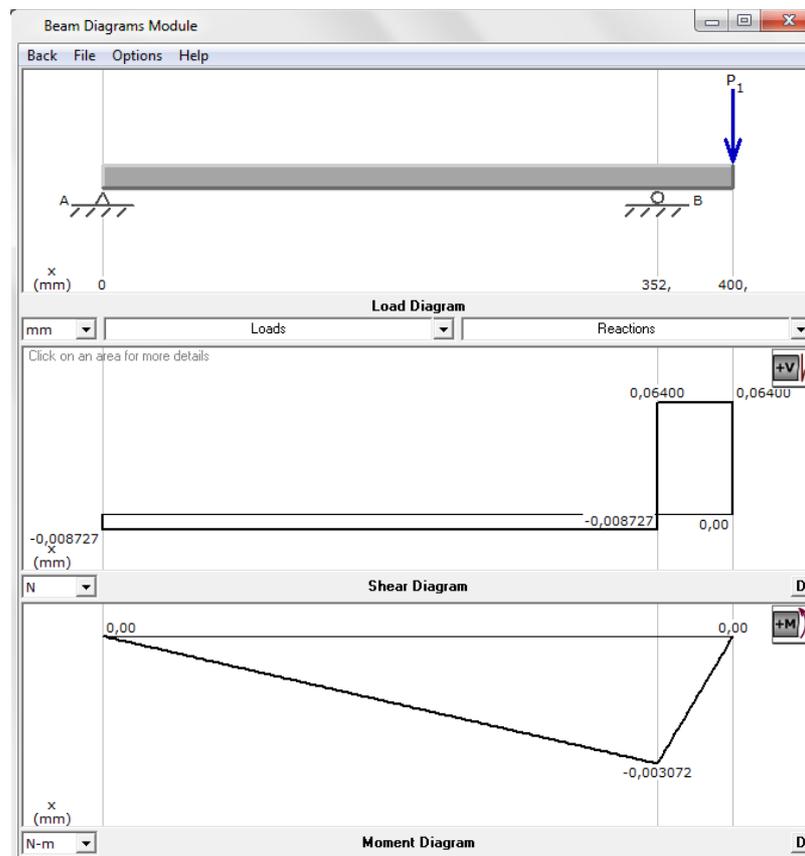


Figura 3-32: Diagrama de Fuerza Cortante del Eje 7 (Plano X-Z)

Fuente: Propia

Por lo tanto la fuerza cortante es $V(z) = 0,064$ [N] en la sección B y un momento máximo $M(z) = 0,003$ [Nm] en la sección B.

En la sección D el momento es $M(z) = 0$ [Nm]; en la sección E $M(z) = M(z) = 0,002$ [Nm].

- PLANO Y-Z

Se utiliza el software MD-SOLIDS.

El diagrama de fuerza cortante y momento flector se muestra en la Figura 3-33. Figura 3-33.

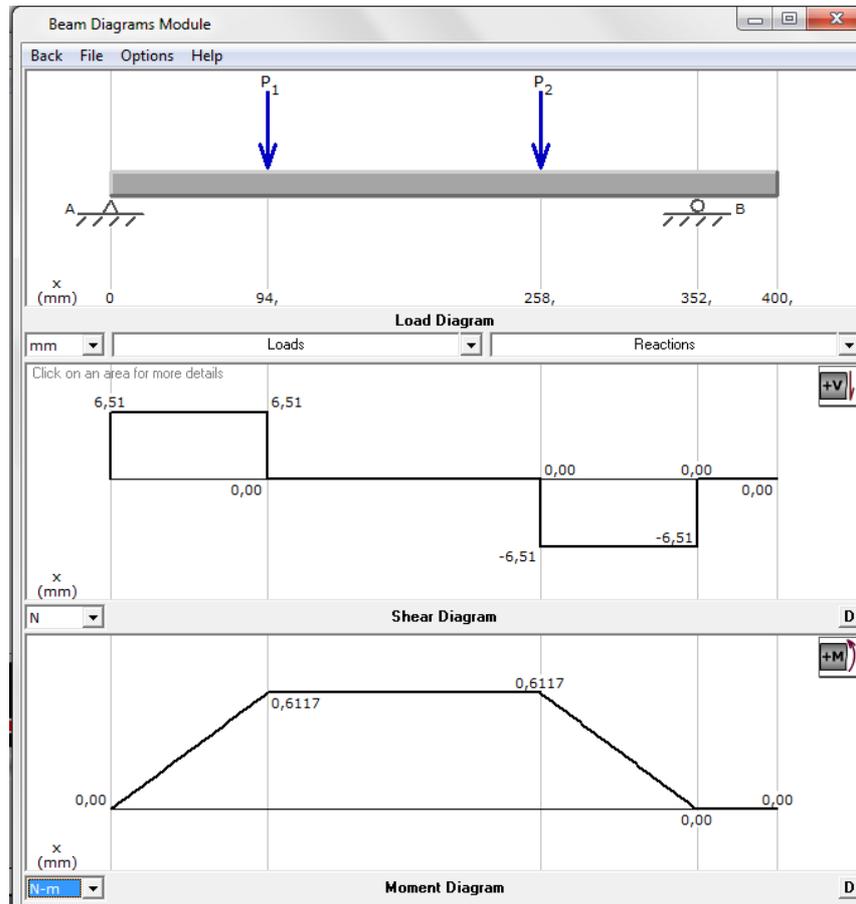


Figura 3-33: Diagrama de Fuerza Cortante del Eje 7 (Plano Y-Z)

Fuente: Propia

Por lo tanto la fuerza cortante máxima es $V(z) = 6,51$ [N] en las secciones D y E; y un momento flector máximo $M(z) = 0,6117$ [Nm] en las secciones D y E.

El momento en la sección B es $M(z) = 0$

3.4.4.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS

En base al análisis se llega a la conclusión que se tienen dos secciones críticas la E y B. La sección E tiene momento flector mayor y la sección B tiene el mayor torque.

- SECCIÓN E

A continuación se halla el momento total mediante la ecuación (3.18).

$$M_T = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad \text{Ec. (3.18)}$$

$$M_T = \sqrt{(0,6117)^2 + (0,002)^2} = 0,611 \text{ [Nm]}$$

Para el diseño se selecciona el diámetro de 19,05 [3/4 pulgadas]. El momento de inercia está dado por la ecuación (3.10).

$$I = \frac{\pi(9,52 \times 10^{-3})^4}{4} = 6,45 \times 10^{-5} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$C = 9,52 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$Mc = 0,611 \text{ [Nm]}$$

El esfuerzo se calcula mediante la ecuación (3.9).

$$\sigma = \frac{(0,611)(9,52 \times 10^{-3})}{6,45 \times 10^{-5}} = 90,18 \text{ [Pa]}$$

El elemento se observa en la Figura 3-34.

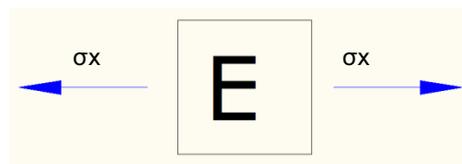


Figura 3-34: Esfuerzos Sección E

Fuente: Propia

- SECCIÓN B

Para el diseño de esta sección se toma un diámetro de 15 mm, el momento de inercia está dado por la ecuación (3.10).

$$I = \frac{\pi(7,5 \times 10^{-3})^4}{4} = 2,48 \times 10^{-5} [m^4]$$

El esfuerzo de tracción está dado por la ecuación (3.9)

$$C = 7,5 \times 10^{-3} [m]$$

$$Mc = 0,003 [Nm]$$

$$\sigma = \frac{(0,003)(7,5 \times 10^{-3})}{2,48 \times 10^{-5}} = 0,90 [Pa]$$

El momento polar de inercia está dado por la ecuación (3.12)

$$J = \frac{\pi(15 \times 10^{-3})^4}{32} = 4,97 \times 10^{-5} [m^4]$$

El torque aplicado es $T_F = 0,102 [Nm]$

El esfuerzo cortante está dado por la ecuación (3.11)

$$T_{xy} = \frac{(0,102)(7,5 \times 10^{-3})}{4,9 \times 10^{-5}} = 15,39 [Pa]$$

El elemento de esfuerzo se observa en la Figura 3-35

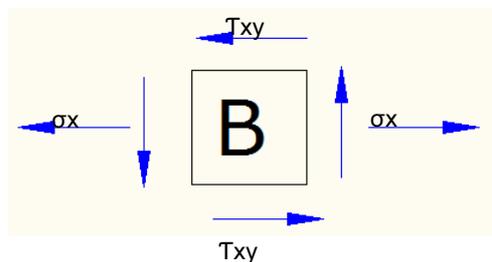


Figura 3-35: Esfuerzos Sección B

Fuente: Propia

3.4.4.3. CÁLULO DE FACTOR DE SEGURIDAD

- SECCIÓN E

Dado que se utiliza la Teoría de la Energía de la Distorsión se utiliza los esfuerzos de Von Misses Para esto se aplica la ecuación (3.13).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau xy^2} = \sigma_x = 90,18 [Pa]$$

Se selecciona un acero AISI 1018 con $S_y = 310 [mPa]$

Por lo tanto:

$$n_s = \frac{S_y}{v} = \frac{310 \times 10^6}{90,18} = 3,4 \times 10^6$$

- SECCIÓN B

Se aplica la Teoría de Energía de la Distorsión de Von Misses mediante la ecuación (3.13).

$$\sigma' = \sqrt{0,9^2 + 3(15,39)^2} = 26,67 [mPa]$$

A continuación se aplica la ecuación (3.14)

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{310 \times 10^6}{26,67} = 11,662 \times 10^6$$

3.4.5. DISEÑO DINÁMICO

Se estudia solo la sección E debido que en el diseño estático es la más crítica.

3.4.5.1. CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Los esfuerzos fluctuantes varían como se muestra en la Figura 3-36Figura 3-36.

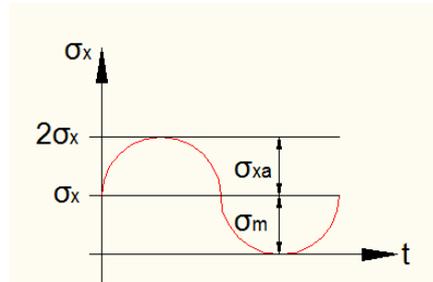


Figura 3-36: Esfuerzos Fluctuantes Eje 7

Fuente: Propia

A continuación se hallan los esfuerzos de Von Misses utilizando la ecuación (3.13)

$$\sigma'_m = \sigma_{xy} = 90,18 \text{ [mPa]}$$

$$\sigma'_c = \sigma_{xy} = 90,18 \text{ [mPa]}$$

3.5. DISEÑO DEL EJE 4

Este eje es el encargado de accionar los elementos de arrastre de las hojas al accionarse mediante una catarina como se observa en la Figura 3-37Figura 3-37. Cabe mencionar que los elementos están acoplados mediante el eje 5.

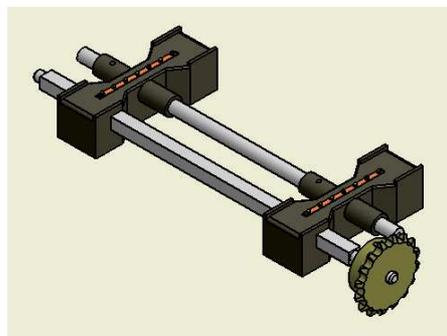


Figura 3-37: Eje 4

Fuente: Propia

3.5.1. CÁLCULO DE TORQUE Y CARGA PARA ARRASTRE DE LAS HOJAS

Para determinar la carga de arrastre de papel, se parte de la premisa que en el proceso están siete hojas suspendidas y siendo remolcadas al mismo tiempo.

Para lo cual es necesario el cálculo del peso de las siete hojas el cual se detalla a continuación:

$$W=n \times m \times g \quad \text{Ec. (3.19)}$$

Donde:

W: Peso de las hojas [N]

n: Número de hojas

m: Masa de las hojas [kg]

g: Gravedad [m/s²]

$$m=l \times a \times \delta \quad \text{Ec. (3.20)}$$

Donde:

m: Masa de las hojas [kg]

l: Largo de una hoja [m]

a: Ancho de una hoja [m]

δ : Densidad de las hojas [kg/m²]

De la Ec. (3.20):

$$m=l \times a \times \delta$$

$$m=0.28 \times 0.242 \times 0.075 = 5.082 \times 10^{-3} \text{ [kg]}$$

De la Ec. (3.19):

$$W = n \times m \times g$$

$$W = 7 \times 5.082 \times 10^{-3} \times 9.8 = 0.349 \text{ [N]}$$

Se debe considerar que dicha carga se distribuye para dos mecanismos de arrastre, por lo tanto cada mecanismo de arrastre soporta una carga de 0.175 [N].

Este valor se usará posteriormente para cálculos del respectivo eje.

En la Figura 3-38 se muestran las fuerzas que actúan en mecanismo de arrastre.

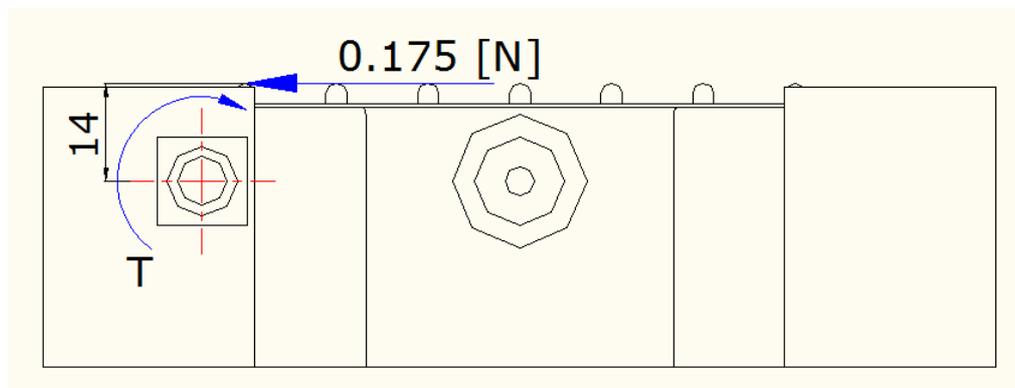


Figura 3-38: Fuerzas que actúan en un Mecanismo de Arrastre

Fuente: Propia

$$T = 0,175 (0,014) = 2,45 \times 10^{-3} \text{ [Nm]}$$

$$H_4 = T \times \alpha_4$$

$$\alpha_4 = \alpha_7 = 0,14 \text{ [w]}$$

3.5.2. DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE 4

En la Figura 3-39 se muestra la configuración longitudinal del eje 4.

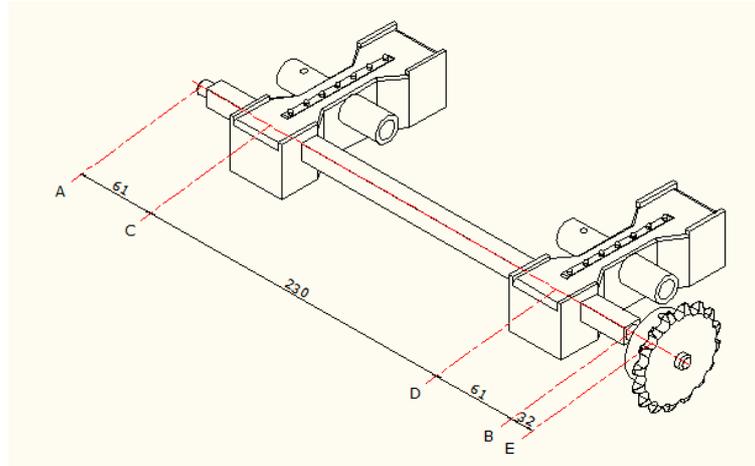


Figura 3-39: Configuración Longitudinal del Eje 4

Fuente: Propia

En la Figura 3-40 se plantea el Diagrama de Cuerpo Libre del eje 4.

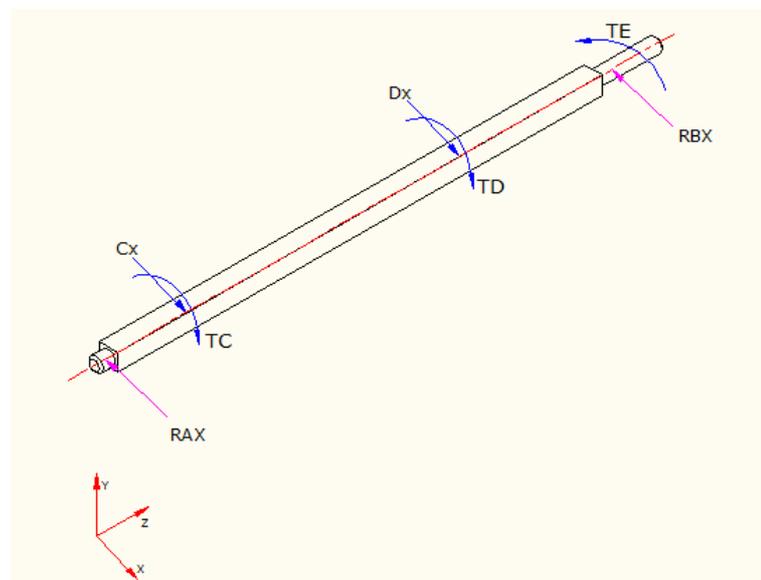


Figura 3-40: Diagrama de Cuerpo Libre del Eje 4

Fuente: Propia

Aplicando las leyes de la estática:

$$\sum M_Z = 0$$

$$T_E = T_D + T_C$$

$$T_E = 2(2,45 \times 10^{-3}) = 4,8 \times 10^{-3} \text{ [Nm]}$$

$$\sum M_y = 0$$

$$-Cx (0,061) - Dx (0,291) + R_Bx (0,352) = 0$$

$$-(0,175)(0,061) - 0,175(0,291) + R_Bx (0,352) = 0$$

$$R_By = 0,175 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_Ax + Cx + Dx - Rxy = 0$$

$$R_Ax + 0,35 - 0,175 = 0$$

$$R_Ax = 0,175 \text{ [N]}$$

3.5.2.1. DIAGRAMA DE MOMENTO FLEXIONANTE Y FUERZA CORTANTE DEL EJE 4

- PLANO X-Y

Se utiliza el software MD.SOLIS

El diagrama de fuerza cortante y momento flector se muestra en la Figura 3-41.

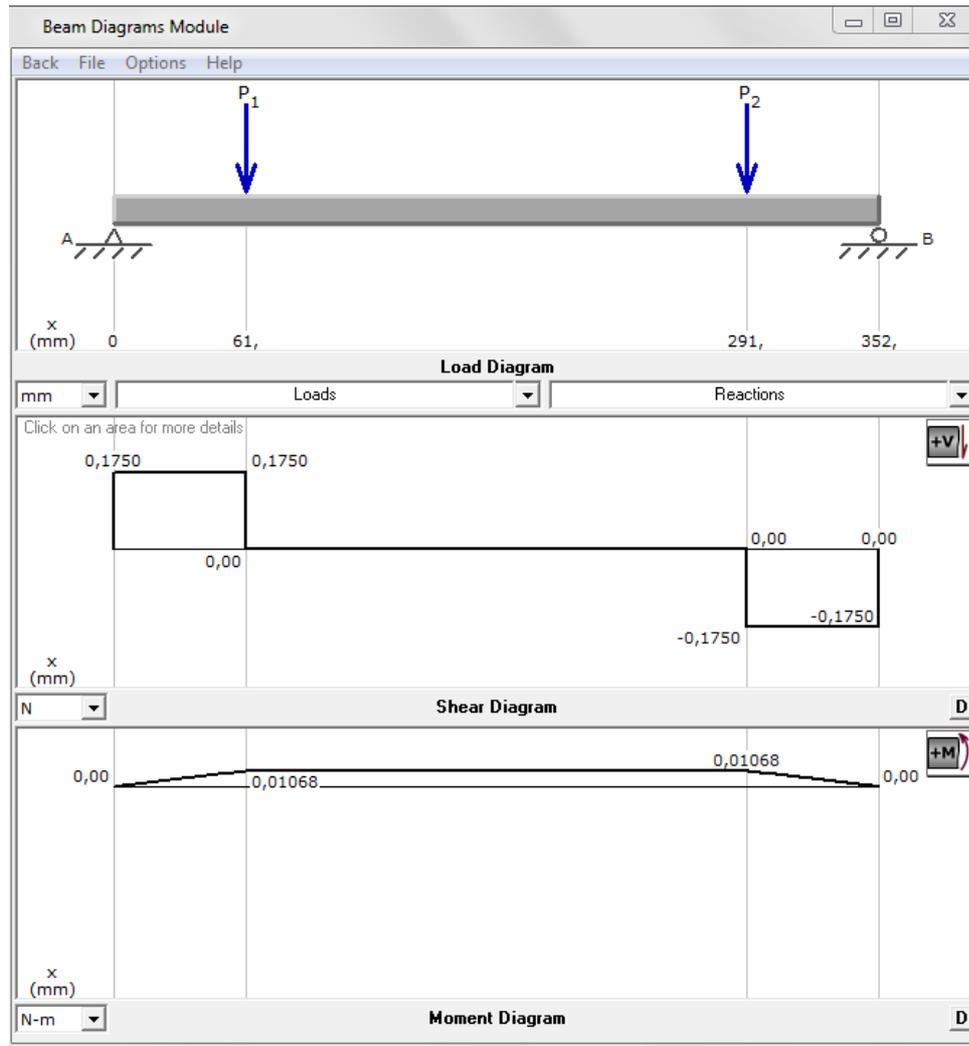


Figura 3-41: Diagrama y Fuerza Cortante y Momento Flector del Eje 4

Fuente: Propia.

Como se observa en la Figura 3-41 la mayor fuerza cortante está en las secciones C y D $V(z) = 0,1750$ [N], y el mayor momento flector en las secciones C y D $M(z) = 0,01068$ [Nm].

3.5.2.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS

Se analiza la sección C y D en conjunto porque están en las mismas condiciones y la sección E debido a que se encuentra sometida a un alto torque.

- SECCIONES C-D

Dado que el vaciado de los dispositivos son cuadrados de $12,7 \times 12,7$ [mm] el eje debe ser cuadrado como los vaciados. El momento de inercia se encuentra mediante la ecuación (3.21).

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad \text{Ec. (3.21)}^{16}$$

$$I = \frac{(12,7 \times 10^{-3})(12,7 \times 10^{-3})^3}{12} = 2,16 \times 10^{-9} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$C = 6,35 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$M = 0,01068 \text{ [Nm]}$$

El esfuerzo está dado por la ecuación (3.11)

$$\sigma = \frac{(0,01068)(6,35 \times 10^{-3})}{2,16 \times 10^{-9}} = 31,39 \text{ [kPa]}$$

El elemento de esfuerzo se observa en la Figura 3-42

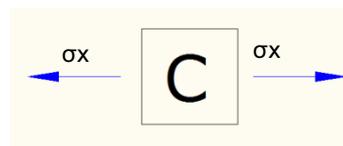


Figura 3-42: Elemento de Esfuerzo Sección C, Eje 4

Fuente: Propia

- SECCIÓN E

En esta sección se tiene un eje redondo de diámetro 10 [mm], por lo que el momento polar de inercia está dado por la ecuación (3.12).

¹⁶ MERIAM J L; Dinámica; Reverté; España; 1976 ; página 616

$$J = \frac{\pi(10 \times 10^{-3})^4}{32} = 9,81 \times 10^{-10} [m^4]$$

El esfuerzo cortante está dado por la ecuación (3.11)

$$T_E = 4,8 \times 10^{-3} [m^4]$$

$$T_{XY} = \frac{(4,8 \times 10^{-3})(5 \times 10^{-3})}{9,81 \times 10^{-10}} = 24,48 [kPa]$$

El elemento de esfuerzo se observa en la Figura 3-43.

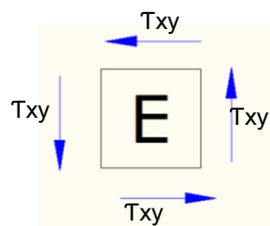


Figura 3-43: Elemento de Esfuerzo Sección E, Eje 4

Fuente: Propia

3.5.2.3. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO

- SECCIÓN C-D

Dado que se utiliza la Teoría de la Energía de la distorsión se utiliza los esfuerzos de Von Misses. Para esto se aplica la ecuación (3.13).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \sigma_x = 31,39 [Pa]$$

Se selecciona un acero AISI 1018 con $S_y = 310 [mPa]$

Por lo tanto:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{310 \times 10^6}{31,39 \times 10^3} = 98,75$$

- SECCIÓN E

El esfuerzo de Von Misses para cortante está dado por la ecuación (3.22)

$$\sigma' = Txy \quad \text{Ec. (3.22)}^{17}$$

Y el factor de seguridad viene dado por la ecuación (3.23).

$$n_s = \frac{0,577S_y}{\sigma'} \quad \text{Ec. (3.23)}^{18}$$

$$n_s = \frac{0,577 (310 \times 10^6)}{24,48 \times 10^3} = 7306$$

3.5.3. DISEÑO DINÁMICO

Se estudia solo la sección C-D debido a que en el diseño estático se observa que es la sección más crítica.

3.5.3.1. CÁLCULO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Los esfuerzos fluctuantes varían como se muestra en la Figura 3-44.

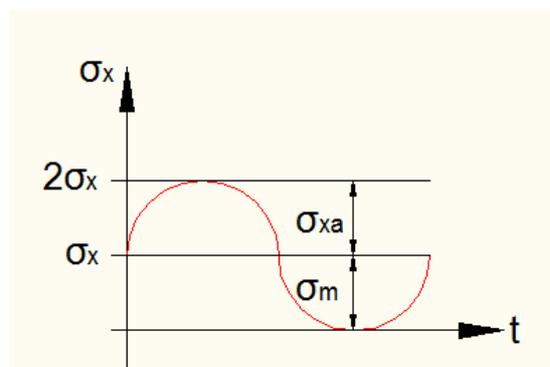


Figura 3-44: Esfuerzos Fluctuantes

Fuente: Propia

$$\sigma_{max} = \sigma_{xy}$$

¹⁷ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 249.

¹⁸ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 249.

En seguida se hallan los esfuerzos de Von Misses utilizando la ecuación (3.13).

$$\sigma'_m = \sigma_{xy} = 31,39 \text{ [mPa]}$$

$$\sigma'_c = \sigma_{xy} = 31,39 \text{ [mPa]}$$

3.5.3.2. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

Se selecciona un acero de transmisión AISI 1018 cuya $S_{ut} = 510 \text{ [mPa]}$

$$S_{c'} = 0,5 S_{ut} = 255 \text{ [mPa]}$$

Factores de Resistencia

$$k_a = 0,78 \left. \vphantom{k_a} \right\} \begin{array}{l} \text{Maquinado} \\ S_{ut} = 510 \text{ mPa} \end{array}$$

$$k_b = 1,189 d^{-0,097}$$

Se seleccionar como diámetro la altura del lado del cuadrado $d = 12,7 \text{ [mm]}$

$$k_b = 0,93$$

$$k_c = 0,897 \text{ (confiabilidad del 90\%)}$$

$$k_d = 1 \quad T < 450^\circ\text{C}$$

$$k_e = 1$$

$$k_f = 1$$

Aplicando la ecuación (3.15) se tiene:

$$S_c = 255(0,78)(0,93)(0,879)(1)(1)(1) = 165,92 \text{ [mPa]}$$

3.5.3.3. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Se aplica la línea de Goodman como se muestra en la Figura 3-45.

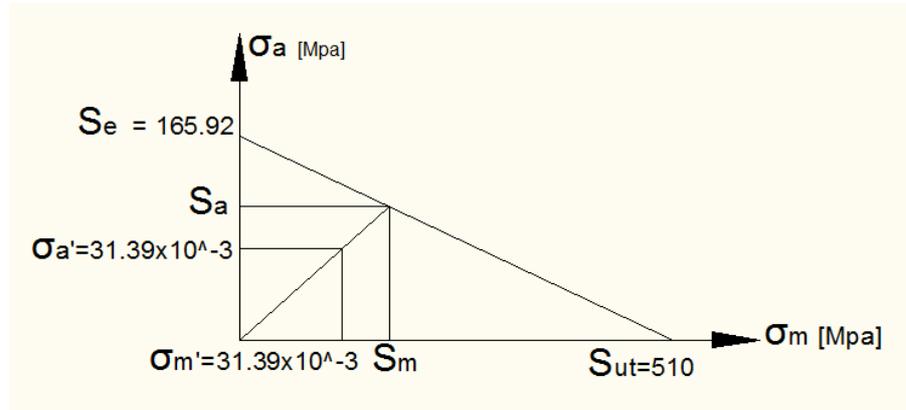


Figura 3-45: Línea de Goodman

Fuente: Propia

Se aplica la ecuación (3.16).

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{S_e}{S_{ut}} + \frac{\sigma_d}{\sigma_m}}$$

$$S_m = \frac{165,92}{\frac{165,92}{510} + 1} = 125,18 \text{ [mPa]}$$

$$n_d = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{125,18 \times 10^6}{31,39 \times 10^3} = 3988$$

Se observa factores de seguridad altos, esto se justifica por el vaciado de los dispositivos de arrastre.

3.6. DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN 3

Como se observa en la Figura 3-46, este eje de transmisión acciona todo el eje 7 como el eje 4 mediante un sistema de cadena y catarinas.

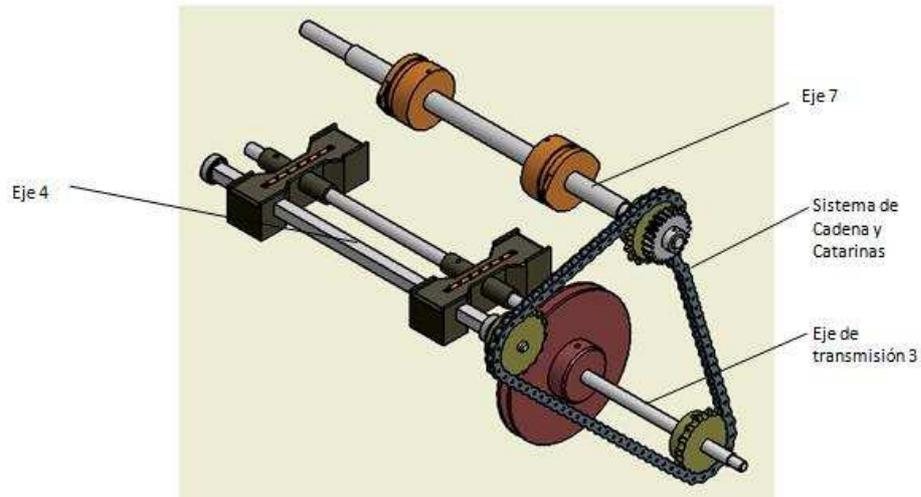


Figura 3-46: Accionamiento eje de transmisión 3

Fuente: Propia

A continuación se plantea el sistema de catarinas, tomando en cuenta que los torques para accionar el eje 7 y el eje 4 fueron previamente calculados como se muestra en la Figura 3-47.

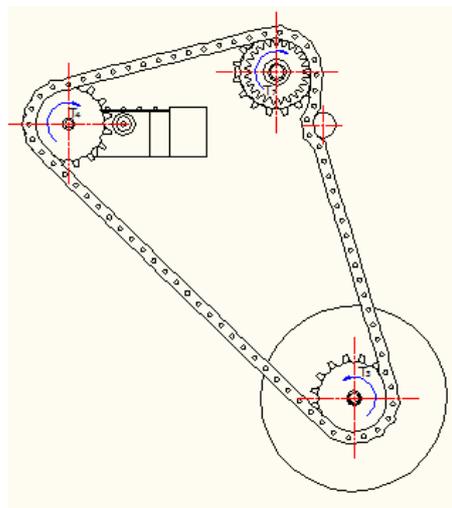


Figura 3-47: Sistema de Catarinas

Fuente: Propia

$$H_4 = H_3 = H_7$$

Por lo tanto:

$$w_4 T_4 = w_3 T_3 = w_7 T_7$$

Dado que las tres catarinas tienen el mismo número de dientes las velocidades angulares son iguales.

$$w = w_3 = w_7$$

$$T_4 = T_3 = T_7$$

En los cálculos de los ejes 4 y 7 se obtienen los siguientes datos:

$$T_4 = 4,8 \times 10^{-3} \text{ [Nm]}$$

$$T_7 = 0,102 \text{ [Nm]}$$

Se toma el mayor torque $T_7 = 0,102 \text{ [Nm]}$

$$H_3 = T_7 \times w_3$$

$$H_3 = 0,102(13,37) = 1,36 \text{ [W]}$$

3.6.1. CÁLCULO DE LA FUERZA PARA VENCER LA INERCIA DE LA CADENA

El cálculo se realiza de manera similar que el numeral 3.4.1; En la Figura 3-48 (a) y Figura 3-48 (b) se observa a la cadena y a las propiedades de la cadena.

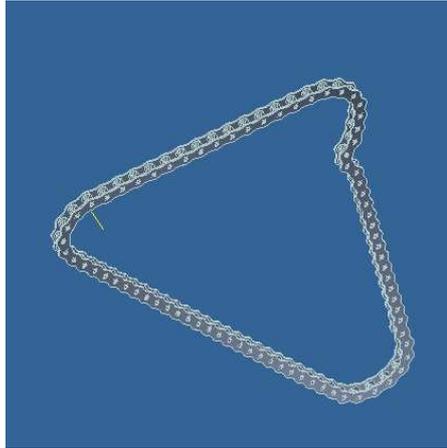


Figura 3-48 (a): Cadena

Fuente: Propia

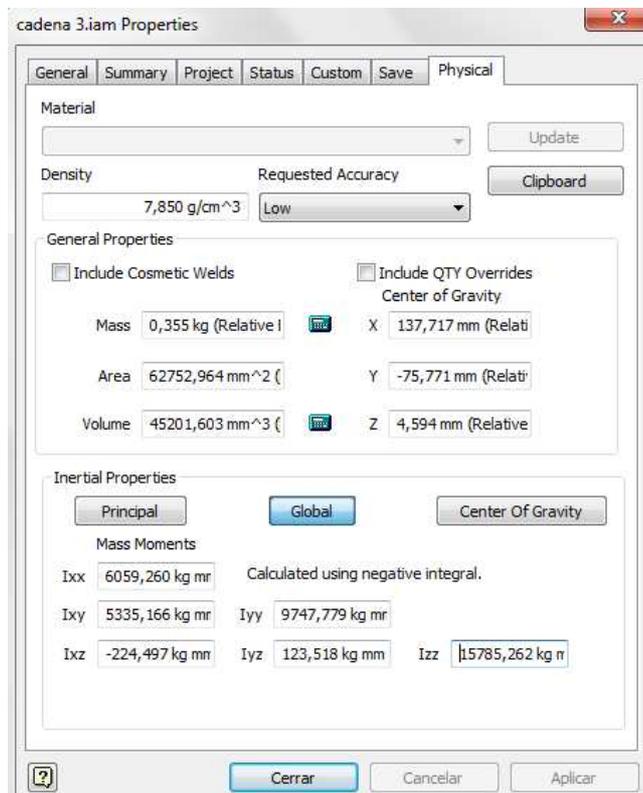


Figura 3-48 Figura 3-48 (b): Propiedades de la Cadena

Fuente: Propia

En la Figura 3-49 se visualiza las fuerzas que actúan en la cadena, para este análisis se considera toda la longitud de la cadena y no solo los segmentos colgantes de la misma.

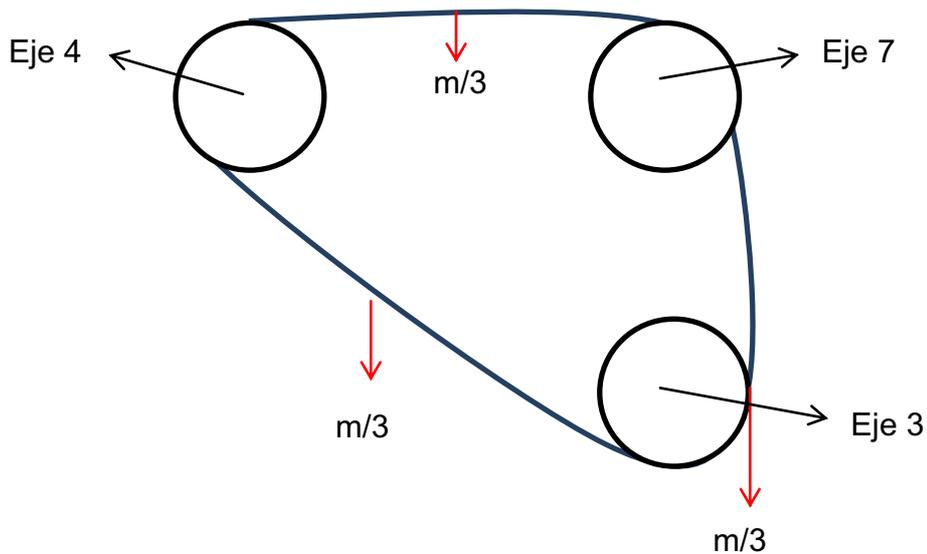


Figura 3-49: Fuerzas que actúan en la Cadena

Fuente: Propia

$$\sum Fy = ma$$

$$F = m \times a$$

$$a = \alpha \times r$$

$$F = 0,355 \times \alpha_7 \times r_7 = 0,355 \times 59,87 \times 0,02798 = 0,5840 \text{ [N]}$$

Y por lo tanto la potencia:

$$H_{3-1} = F \times w_3 = 0,584 \times 13,37 = 7,8 \text{ [W]}$$

3.6.2. DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE DE TRANSMISIÓN 3

En la Figura 3-50 se muestra la configuración del eje de transmisión 3.

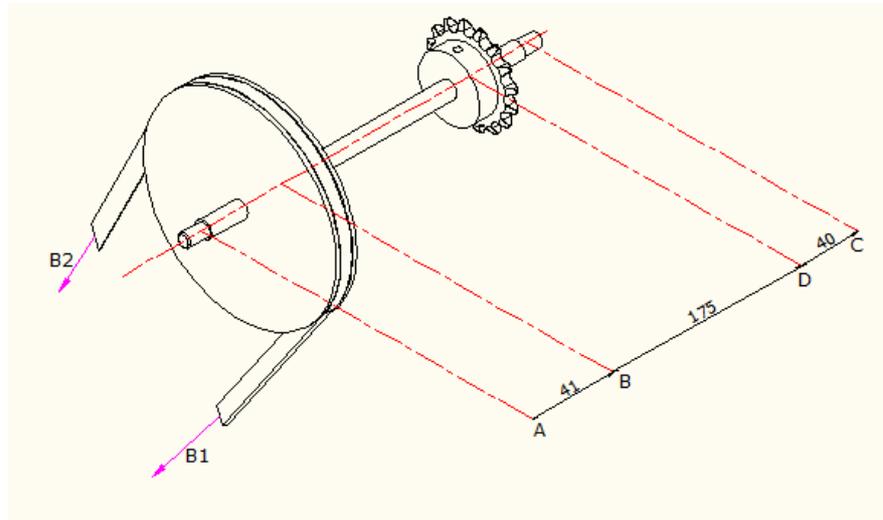


Figura 3-50: Eje de Transmisión 3

Fuente: Propia

En primer lugar se analiza la placa de la sección D como se observa en la Figura 3-51.

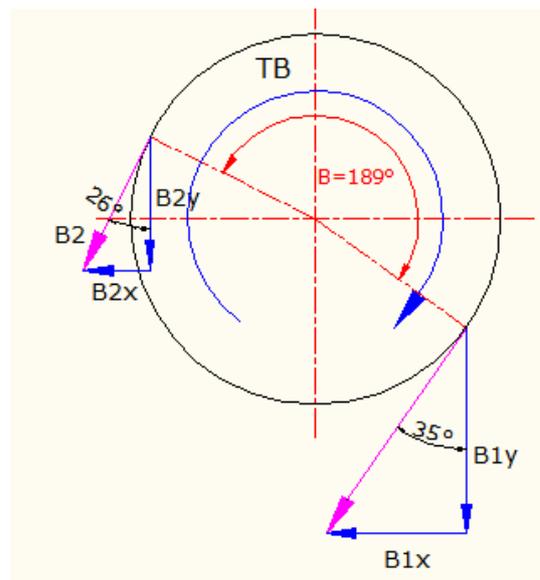


Figura 3-51: Sección D del Eje de Transmisión 3

Fuente: Propia

$$\sum M_z = 0$$

$$T_B = (B_1 - B_2)r = T_D$$

Posteriormente se relacionan las cargas mediante la ecuación (3.24)

$$B_1 = B_2 e^{f\beta} \quad \text{Ec. (3.24)}$$

Donde:

f: Factor Polea Blanda

β : Ángulo de contacto [rad]

β : $189^\circ = 3,29$ [rad]

f = 0,22 entre caucho y acero

$$B_1 = B_2 e^{(0,22)(3,29)}$$

$$B_1 = 2,06B_2$$

Remplazando se tiene:

$$T_B = (2,06B_2 - B_2)r$$

$$0,34 = 1,06B_2(76,2 \times 10^{-3})$$

$$B_2 = 4,20 [N]$$

$$B_1 = 8,67 [N]$$

Se calcula los componentes de las cargas mediante geometría.

$$B_{1x} = B_1 \text{ sen } 35^\circ = 4,97 [N]$$

$$B_{1y} = B_1 \text{ cos } 35^\circ = 7,10 [N]$$

$$B_{2x} = B_2 \text{ sen } 35^\circ = 1,84 [N]$$

$$B_{2y} = B_2 \text{ cos } 35^\circ = 3,77 [N]$$

Posteriormente se plantea el Diagrama de Cuerpo Libre del eje de transmisión 3, como se observa en la Figura 3-52.

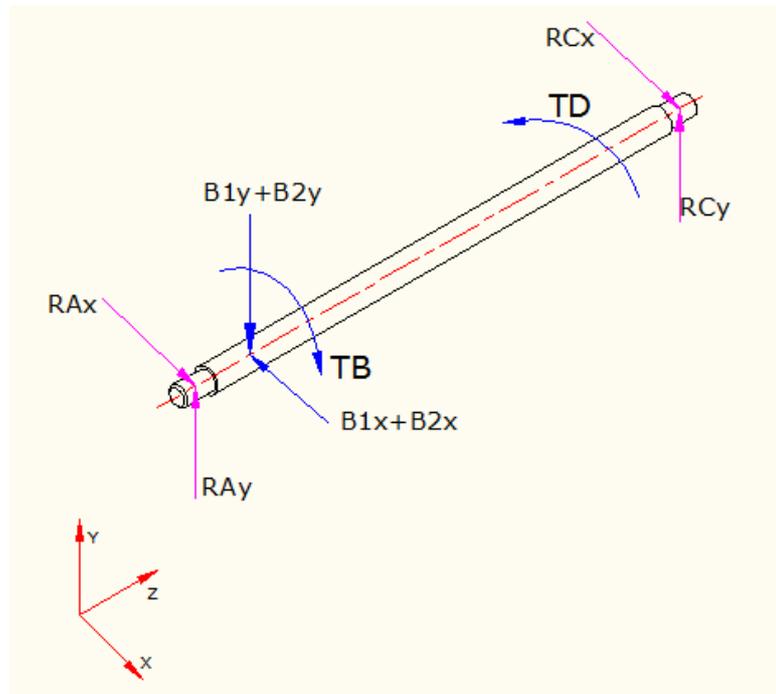


Figura 3-52: Diagrama de Cuerpo Libre del Eje de Transmisión 3

Fuente: Propia

Se aplica las leyes en la estática

$$\sum M_z = 0$$

$$T_B = 0$$

$$\sum M_y = 0$$

$$(B_{1x} + B_{2x})(0,041) - R_{cx}(0.256) = 0$$

$$(4,97 + 1,84)(0,041) - R_{cx}(0.256) = 0$$

$$R_{cx} = 1,09[N]$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax} - B_{1x} - B_{2x} + R_{cx} = 0$$

$$R_{Ax} - 4,97 - 1,84 + 1,09 = 0$$

$$R_{Ax} = 5,72 [N]$$

$$\sum M_x = 0$$

$$-(B_{1y} + B_{2y})(0,041) + R_{cy}(0,256) = 0$$

$$-(7,1 + 3,77)(0,041) + R_{cy}(0,256) = 0$$

$$R_{cy} = 1,74[N]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} - B_{1y} - B_{2y} + R_{cy} = 0$$

$$R_{Ay} - 7,1 - 3,77 + 1,74 = 0$$

$$R_{Ay} = 9,13 [N]$$

3.6.2.1. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

- PLANO X-Y

Se utiliza el software MD-SOLIDS, como se observa en la Figura 3-53.

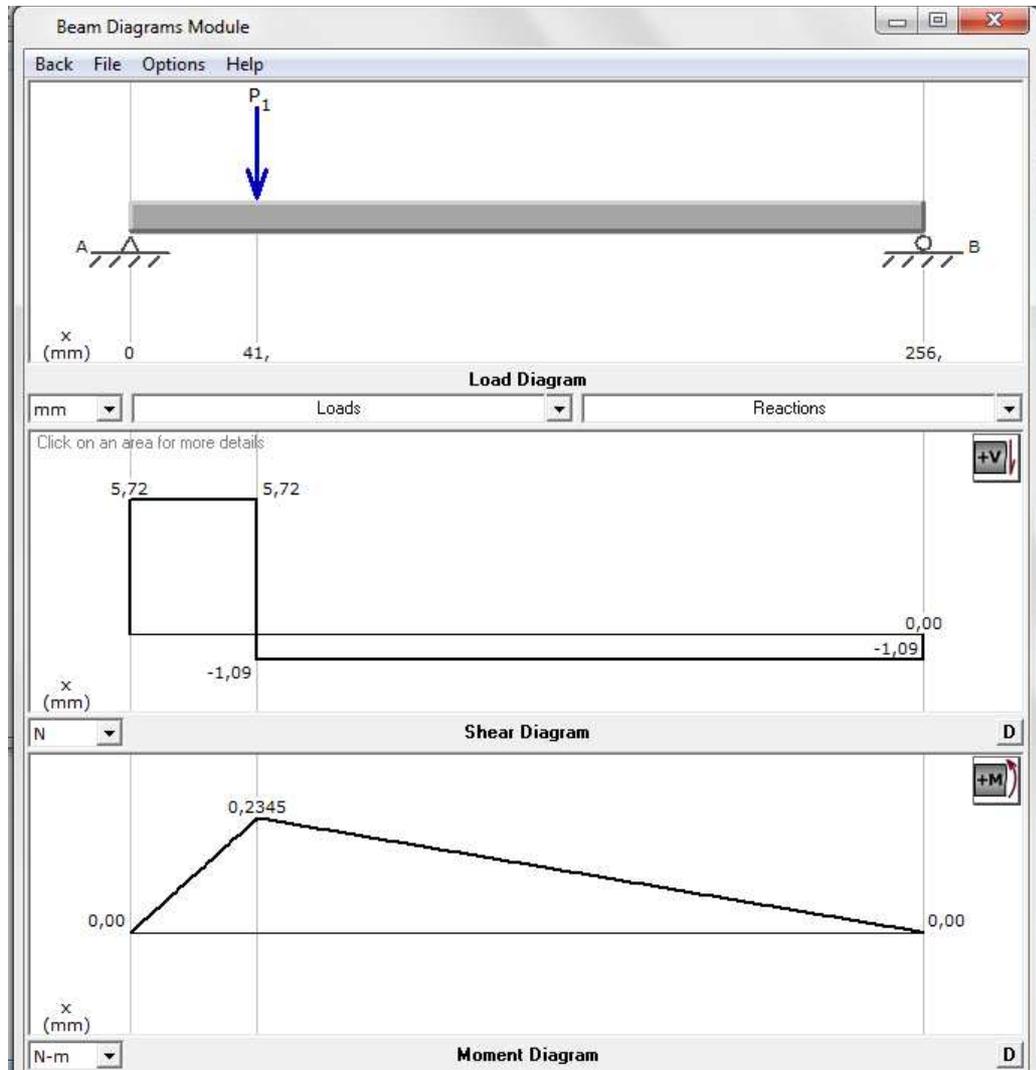


Figura 3-53: Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector Plano X-Y

Fuente: Propia

La fuerza cortante máxima está en la sección B $V(x) = 5,72$ [N], y el momento flector máximo está en la sección B $M(x) = 0,2345$ [Nm].

- PLANO Y-Z

Se utiliza el software MD-SOLIDS, como se observa en la Figura 3-54.

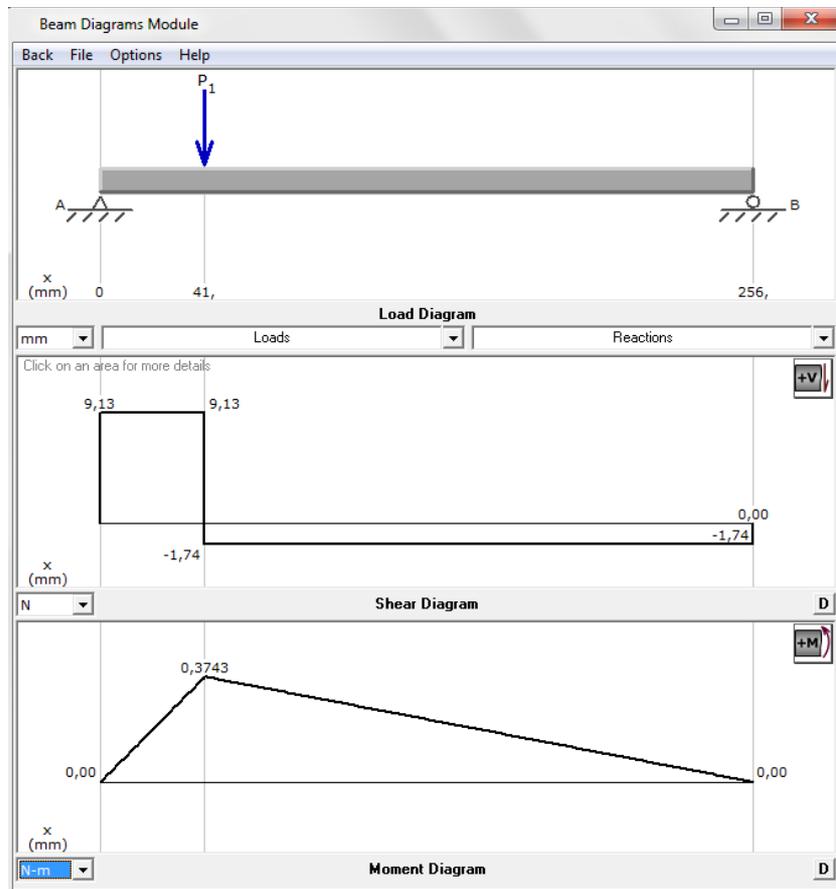


Figura 3-54: Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector Plano Y-Z

Fuente: Propia

La fuerza cortante máxima está en la sección B $V(x) = 9,13$ [N], y el momento flector máximo está en la sección B $M(x) = 0,3743$ [Nm].

3.6.2.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS

Se observa que la sección crítica es B, ya que está sometida al máximo momento y tiene un torque.

Para el diseño se selecciona un diámetro de eje de $12,7$ [mm] ($1/2$ in). Por lo que el momento de inercia está dado por la ecuación (3.10).

$$I_{zz} = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi(6,35 \times 10^{-3})^4}{4} = 1,27 \times 10^{-9} [m^4]$$

$$c = 0,35 \times 10^{-3} [m]$$

Se procede a hallar el momento de inercia mediante la ecuación (3.18)

$$M = \sqrt{(0,2345)^2 + (0,3743)^2} = 0,44 [Nm]$$

El esfuerzo está dado por la ecuación (3.11)

$$\sigma_x = \frac{(0,44)(6,35 \times 10^{-3})}{1,27 \times 10^{-9}} = 2,2 [mPa]$$

El esfuerzo cortante está dado por la ecuación (3.11)

$$T_{xy} = \frac{(0,34)(6,35 \times 10^{-3})}{2,55 \times 10^{-9}} = 0,846 [mPa]$$

El elemento de esfuerzos se muestra en la Figura 3-55.

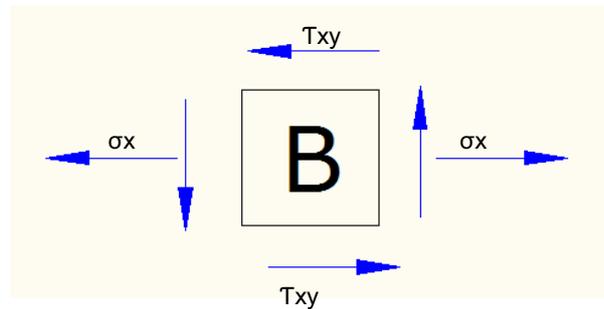


Figura 3-55: Elemento de Esfuerzos

Fuente: Propia

3.6.2.3. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO

Se utiliza el esfuerzo de Von Misses para esfuerzo cambiando axial de tracción y corte mediante la ecuación (3.13).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3T_{xy}^2} = \sigma' = 2,64 [mPa]$$

Se selecciona un acero AISI 1018 con $S_y = 310 \text{ [mPa]}$

Por lo tanto:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{310 \times 10^6}{2,64} = 117,4$$

3.6.3. DISEÑO DINÁMICO

Los esfuerzos fluctuantes varían como se muestra en la Figura 3-56 (a) y (b).

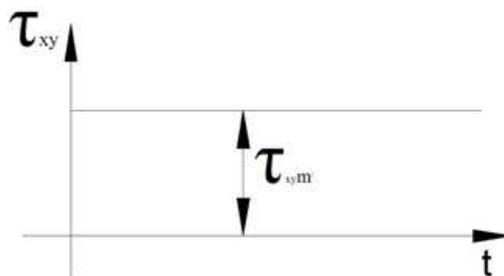


Figura 3-56 (a): Esfuerzos Fluctuantes en Función del Tiempo

Fuente: Propia

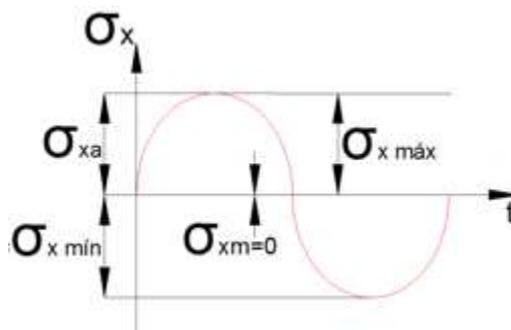


Figura 3-56 (b): Esfuerzos Fluctuantes en Función del Tiempo

Fuente: Propia

3.6.3.1. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

Se selecciona un acero AISI 1018 cuya resistencia es $S_{ut} = 510 \text{ [mPa]}$

$S_e = S_{ut} = 255 \text{ [mPa]}$

Factores de Resistencia

$$k_a = 0,78 \quad \left. \begin{array}{l} \text{Maquinado} \\ S_{ut} = 510 \text{ mPa} \end{array} \right\}$$

$$k_b = 1,189 d^{-0,097}$$

Se seleccionar como diámetro la altura del lado del cuadrado $d = 12,7$ [mm]

$$k_b = 0,93$$

$$k_c = 0,897 \text{ (confiabilidad del 90\%)}$$

$$k_d = 1 \quad T < 450^\circ\text{C}$$

$$k_e = 1$$

$$k_f = 1$$

Aplicando la ecuación (3.15) se tiene

$$S_e = 255(0,78) (0,93) (0,879) (1) (1) (1) = 165,92 \text{ [mPa]}$$

3.6.3.2. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

4.3.2. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Se utiliza la línea de Goodman por vida infinita que se muestra en Figura 3-57

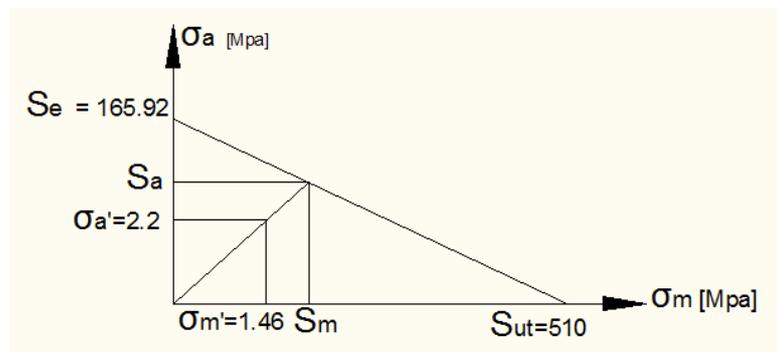


Figura 3-57: Línea de Goodman

Fuente: Propia

$$S_m = \frac{165,92}{\frac{165,92}{510} + \frac{2,2}{1,46}} = 90,46 \text{ [mPa]}$$

$$n_d = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{90,46}{1,46} = 62$$

3.7. DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN 2

En la Figura 3-58 se muestra la configuración longitudinal del eje de transmisión 2.

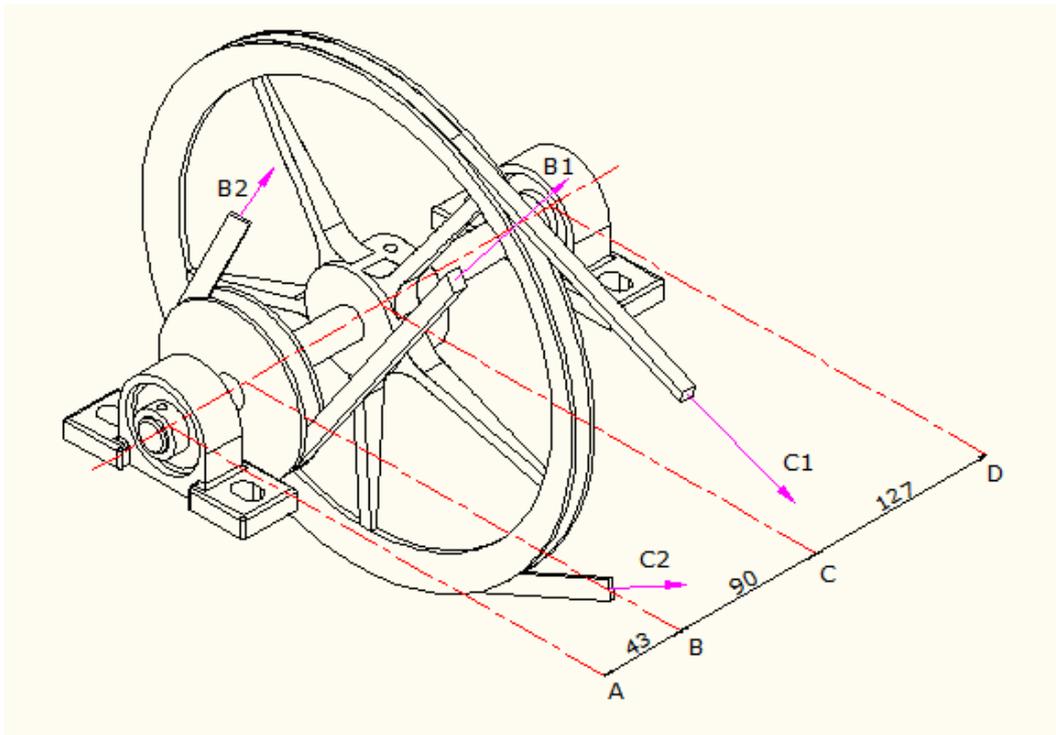


Figura 3-58: Configuración Longitudinal del Eje de Transmisión 2

Fuente: Propia

En seguida se analiza la polea conducida de la sección B. En la Figura 3-59 se muestra el Diagrama de Cuerpo Libre del Sistema de Poleas que transmite el movimiento del eje de transmisión 2 al eje de transmisión 3.

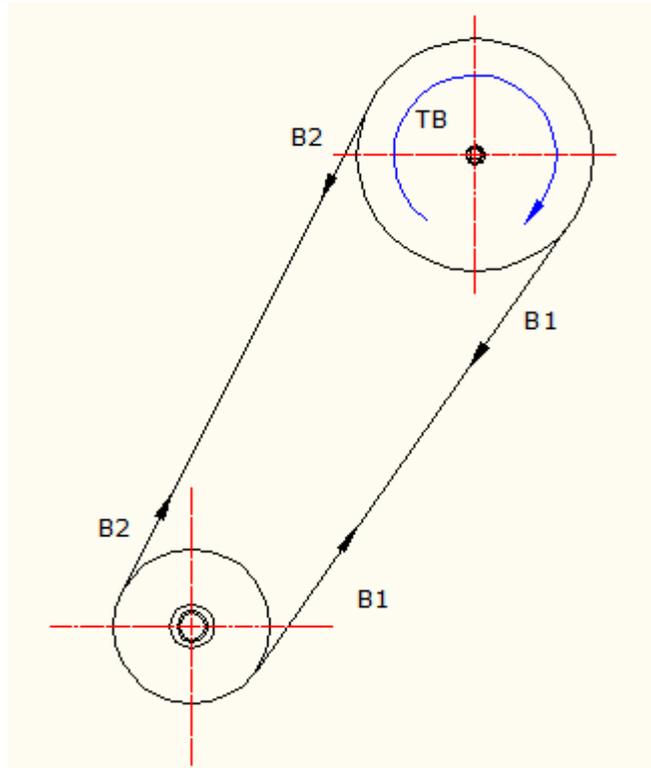


Figura 3-59: Diagrama de Cuerpo Libre del Sistema de Poleas

Fuente: Propia

$$T_B = (B_1 - B_2)r$$

$$T_B = (8,67 - 4,20)50,8 \times 10^{-3}$$

$$T_B = 0,22 \text{ [Nm]}$$

$$H_2 = T_B \times \omega_2$$

Sabiendo que:

$$\omega_2 = 575 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 60,21 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$H_2 = 0,22 \times 60,21 = 13,24 \text{ [W]}$$

3.7.1. ANÁLISIS DE LA POLEA CONDUCCIDA

En pos se analiza las cargas de la polea conducida que se muestra en la Figura 3-60.

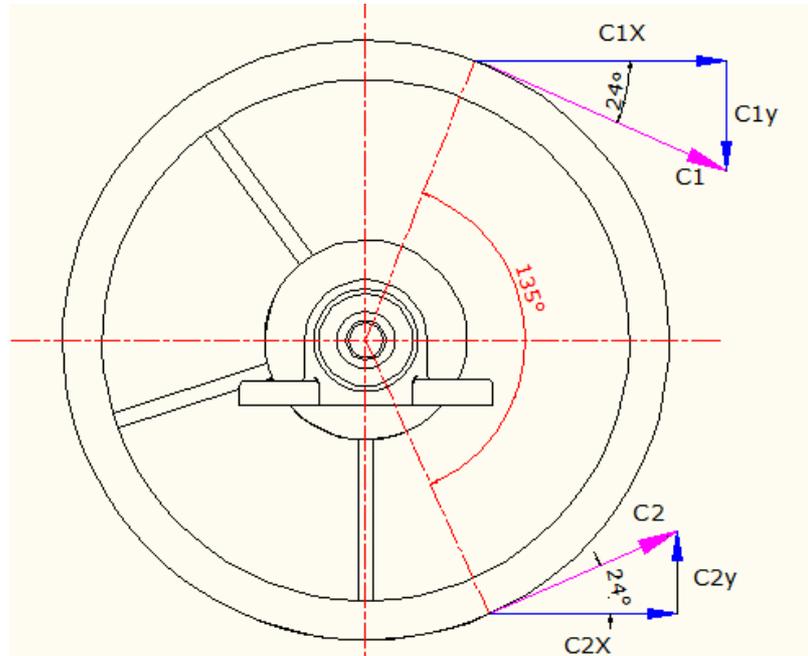


Figura 3-60: Cargas de la Polea Conducida

Fuente: Propia

Por lo tanto:

$$C_{1x} = C_1 \cos 24^\circ \quad \text{Ec. (3.25)}$$

$$C_{1y} = C_1 \sen 24^\circ \quad \text{Ec. (3.26)}$$

$$C_{2x} = C_2 \cos 24^\circ \quad \text{Ec. (3.27)}$$

$$C_{2y} = C_2 \sen 24^\circ \quad \text{Ec. (3.28)}$$

3.7.2. DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE DE TRANSMISIÓN 2

En la Figura 3-61 se muestra el Diagrama de Cuerpo Libre del eje de Transmisión 2.

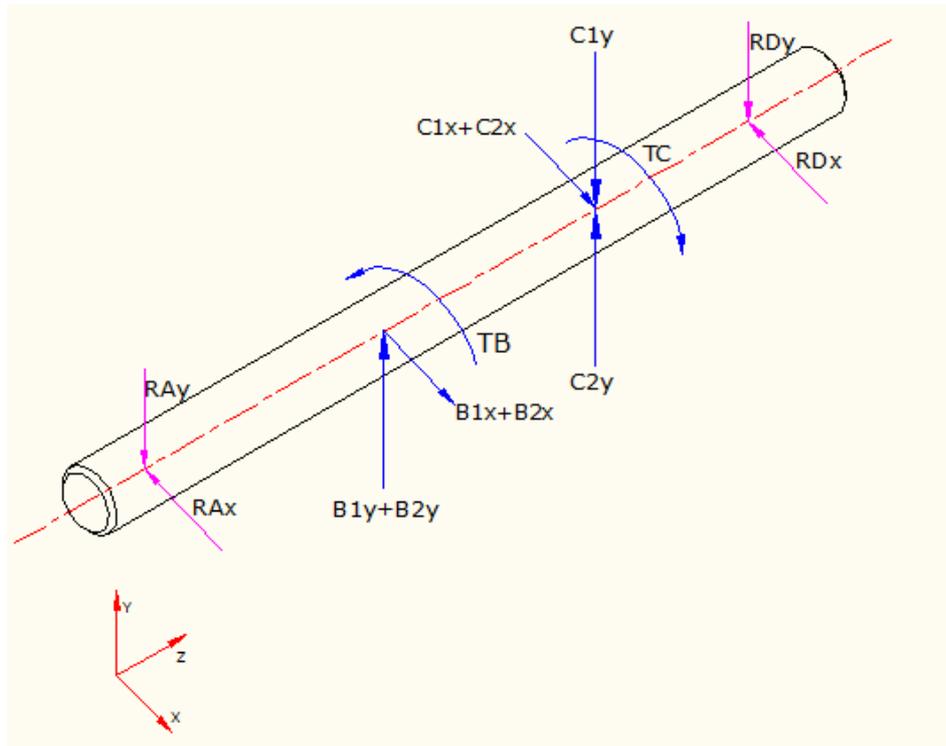


Figura 3-61: Diagrama de Cuerpo Libre del Eje de Transmisión 2

Fuente: Propia

Aplicando las leyes de la estática:

$$\sum M_z = 0$$

$$T_B = T_C = 0,22 \text{ [Nm]}$$

$$T_C = (C_1 + C_2)r$$

Se aplica la ecuación (3.23) para relacionar las cargas en la polea conducida.

$$C_1 = C_2 e^{fB}$$

$$\angle B = 135^\circ = 2,35 \text{ rad}$$

$$f = 0,22$$

$$C_1 = C_2 e^{(0,22)(2,35)}$$

$$C_1 = 1,67C_2$$

$$T_C = (1,67C_2 - C_2) r$$

Como se mencionó anteriormente el radio de la polea es 152,4 [mm] (5 pulgadas)

$$0,22 = 0,67 C_2 (0,152)$$

$$C_2 = 2,16 [N]$$

$$C_1 = 1,67 (2,16) = 3,6 [N]$$

Se hallan los componentes de las cargas aplicando la ecuación (3.24) (3.25)
(3.26) (3.27)

$$C_{1x} = 3,28 [N]$$

$$C_{1y} = 1,46 [N]$$

$$C_{2x} = 1,97 [N]$$

$$C_{2y} = 0,87 [N]$$

$$\sum M_x = 0$$

$$(B_{1y} + B_{2y})(0,043) + C_{2y}(0,133) - C_{1y}(0,133) - R_{Dy}(0,260) = 0$$

$$(7,1 + 3,77)(0,043) + 0,87(0,133) - 1,46(0,133) - R_{Dy} (0,260) = 0$$

$$0,467 + 0,11 - 0,194 - 0,260R_{Dy} = 0$$

$$R_{Dy} = 1,47 [Nm]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$B_{1y} + B_{2y} + C_{2y} - C_{1y} - R_{Dy} + R_{Ay} = 0$$

$$7,1 + 3,77 + 0,87 - 1,46 - 1,47 - R_{Ay} = 0$$

$$R_{Ay} = 8,81 [N]$$

$$\sum M_y = 0$$

$$-(B_{1x} + B_{2x})(0,043) - C_{2x}(0,133) - C_{1x}(0,133) + R_{Dx}(0,260) = 0$$

$$-(4,97 + 1,54)(0,043) - 3,28(0,133) - 1,97(0,133) + R_{Dx}(0,260) = 0$$

$$-0,279 - 0,7 + 0,260R_{Dx} = 0$$

$$R_{Dx} = 3,36 [Nm]$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-B_{1x} - B_{2x} - C_{2x} - C_{1x} + R_{Dx} + R_{Ax} = 0$$

$$-11,76 + 3,76 + R_{Ax} = 0$$

$$R_{Ax} = 8 [N]$$

3.7.2.1. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

- PLANO X-Y

Se utiliza el software MD-SOLIDS, como se observa en la Figura 3-62

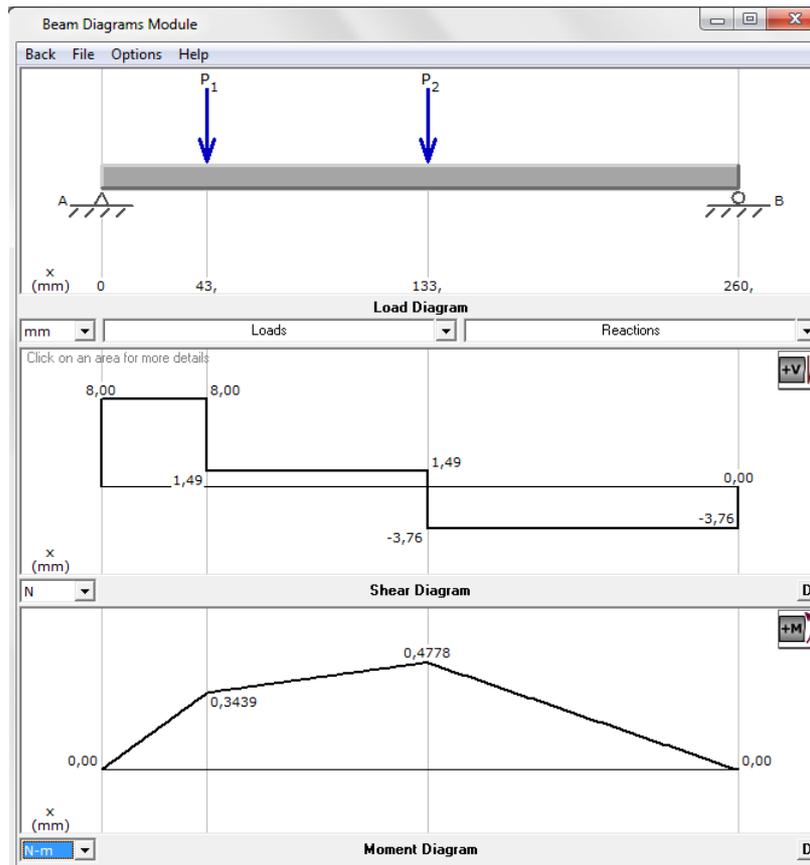


Figura 3-62: Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector del Eje de Transmisión 2

Fuente: Propia

La fuerza cortante máxima está en la sección B $V(z)= 8$ [N], y el momento flector máximo está en la sección C $M(z)= 0,47$ [Nm]; en la sección B se tiene $M(z)= 0,34$ [Nm].

- PLANO Y-Z

Se utiliza el software MD-SOLIDS, como se observa en la Figura 3-63 Figura 3-63.

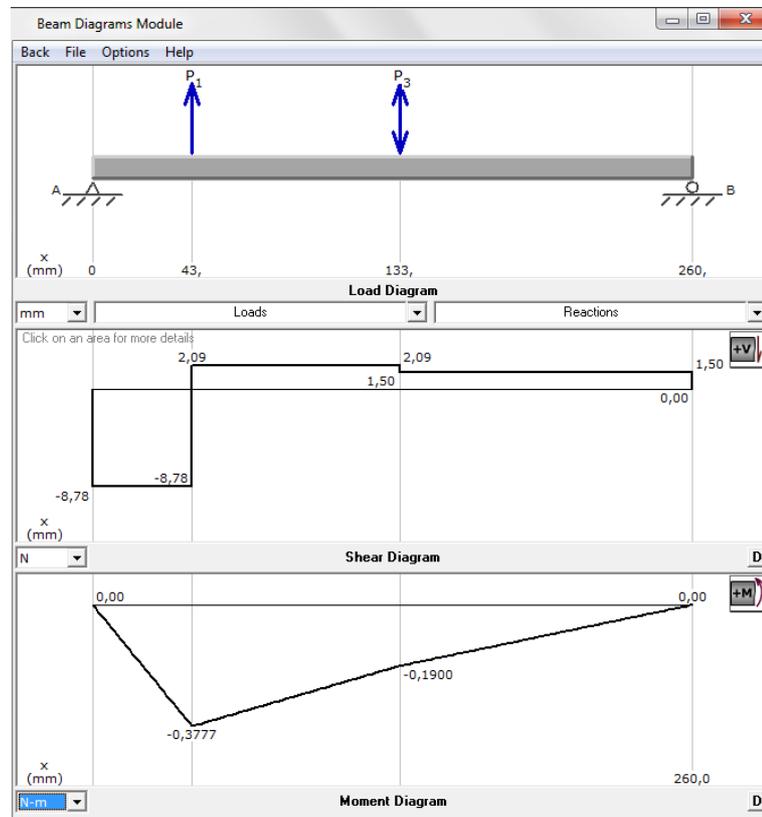


Figura 3-63: Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector del Eje de Transmisión 2.

Fuente: Propia

A continuación se determina la sección crítica para lo cual se aplica la ecuación (3.18).

- SECCIÓN B

$$M(z) = \sqrt{(0,34)^2 + (0,37)^2} = 0,5 \text{ [Nm]}$$

- SECCIÓN C

$$M(z) = \sqrt{(0,47)^2 + (0,19)^2} = 0,51 \text{ [Nm]}$$

La sección crítica es C, por lo tanto se analiza solo esta.

3.7.2.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS

Dado que la sección crítica es C, se observa que está sometida al máximo momento y tiene un torque.

Para el diseño se selecciona un diámetro de 20 [mm], por lo que el momento de inercia está dado por la ecuación (3.10).

$$I_{zz} = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi(10 \times 10^{-3})^4}{4} = 7,85 \times 10^{-9} [m^4]$$

$$c = 10 \times 10^{-3} [m]$$

El esfuerzo de tracción está dado por la ecuación (3.9)

$$\sigma_z = \frac{(0,51)(10 \times 10^{-3})}{7,85 \times 10^{-3}} = 0,6 [mPa]$$

El momento polar de inercia está dado por la ecuación (3.12)

$$J = \frac{\pi(20 \times 10^{-3})^4}{32} = 1,57 \times 10^{-8} [m^4]$$

El esfuerzo cortante está dado por la ecuación (3.11)

$$\tau_z = \frac{(0,22)(10 \times 10^{-3})}{1,57 \times 10^{-8}} = 0,1 [mPa]$$

El elemento de estudio se muestra en la Figura 3-64.

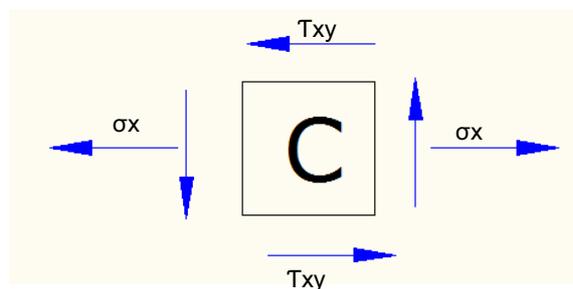


Figura 3-64: Elemento de Esfuerzos

Fuente: Propia

3.7.2.3. CÁLCULO DEL FACTOR DE DISEÑO ESTÁTICO

Se utiliza el esfuerzo de Von Mises para esfuerzo cambiando axial de tracción y corte mediante la ecuación (3.13).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3T^2} = \sigma' = 0,62 \text{ [mPa]}$$

Se selecciona un acero AISI 1018 con $S_y = 310 \text{ [mPa]}$

Por lo tanto:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{310 \times 10^6}{0,62} = 500$$

3.7.3. DISEÑO DINÁMICO

Los esfuerzos fluctuantes varían como se muestra en la Figura 3-65 (a) Figura 3-65 (b)

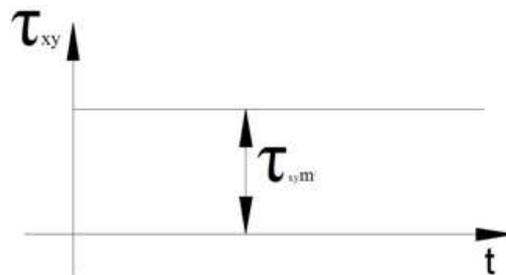


Figura 3-65 (a): Esfuerzos Fluctuantes en Función del tiempo

Fuente: Propia

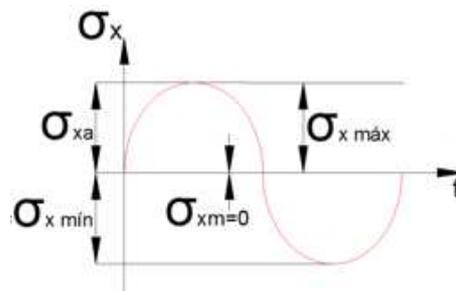


Figura 3-65 (b): Esfuerzos Fluctuantes en Función del tiempo

Fuente: Propia

$$T_m = T_{xy} = 0,1 \text{ [mPa]}$$

$$\sigma_{mxy} = \sigma_x = 0,6 \text{ [mPa]}$$

Se hallan los esfuerzos de Von Misses mediante la ecuación (3.13).

$$\sigma' = \sqrt{0 + 3(0,1)^2} = \sigma' = 0,17 \text{ [mPa]}$$

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = 0,6 \text{ [mPa]}$$

3.7.3.1. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

Se selecciona un acero AISI 1018 cuya resistencia es $S_{ut} = 510 \text{ [mPa]}$

$$S_c = S_{ut} = 255 \text{ [mPa]}$$

Factores de Resistencia

$$k_a = 0,78 \left. \begin{array}{l} \text{Maquinado} \\ S_{ut} = 510 \text{ mPa} \end{array} \right\}$$

$$k_b = 1,189 d^{-0,097}$$

Se seleccionar como diámetro la altura del lado del cuadrado $d = 20 \text{ [mm]}$

$$k_b = 0,88$$

$$k_c = 0,897 \text{ (confiabilidad del 90\%)}$$

$$k_d = 1 \quad T < 450^\circ\text{C}$$

$$k_e = 1$$

$$k_f = 1$$

Aplicando la ecuación (3.15) se tiene

$$S_c = 255(0,78)(0,88)(0,879)(1)(1)(1) = 157 \text{ [mPa]}$$

3.7.3.2. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Se utiliza la línea de Goodman por vida infinita que se muestra en Figura 3-66

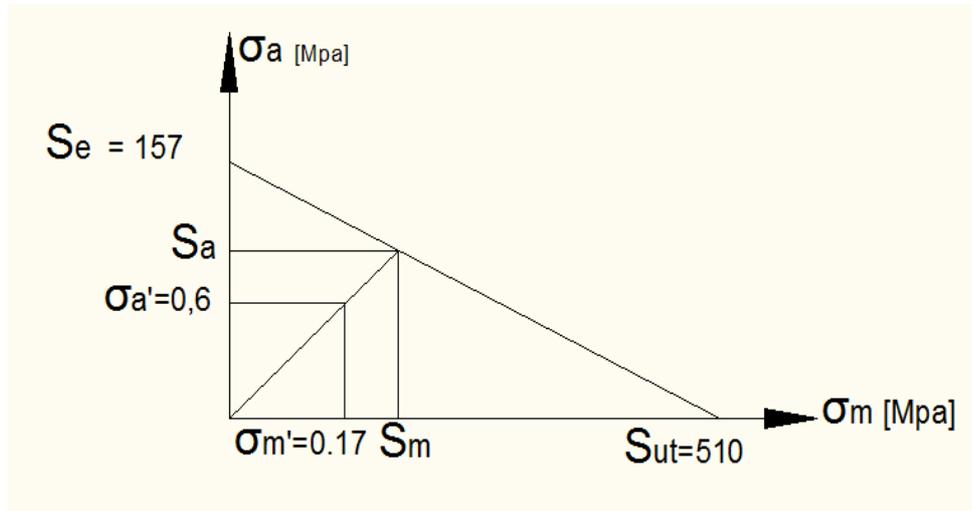


Figura 3-66: Línea de Goodman

Fuente: Propia

$$S_m = \frac{157}{\frac{157}{510} + \frac{0,6}{0,17}} = 40,91 \text{ [mPa]}$$

$$n_d = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{40,41}{0,17} = 240$$

3.8. DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN 1

En la Figura 3-67 se muestra la configuración del eje de transmisión 1.

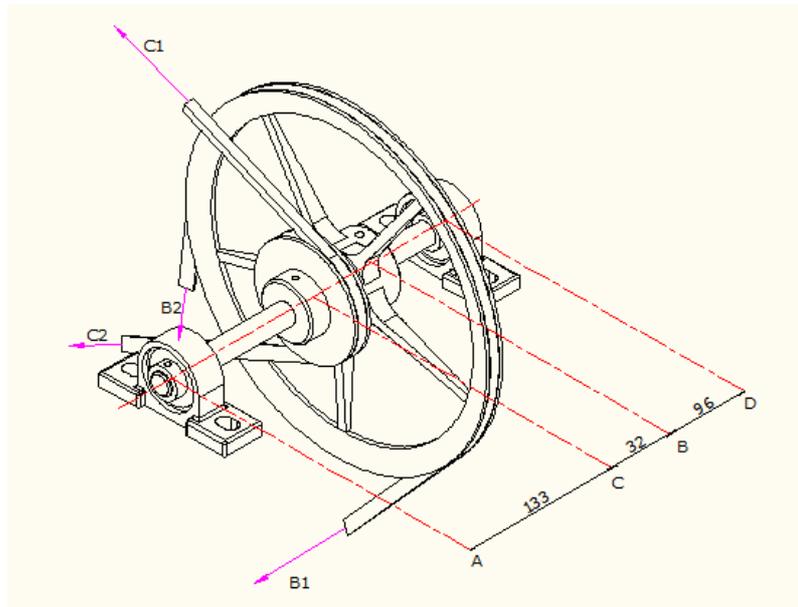


Figura 3-67: Eje de Transmisión 1

Fuente: Propia

Se analiza la placa de la sección C. En la Figura 3-68 se muestra el Diagrama de Cuerpo Libre del sistema de placas que transmite el movimiento del eje de transmisión 1 al eje de transmisión 2.

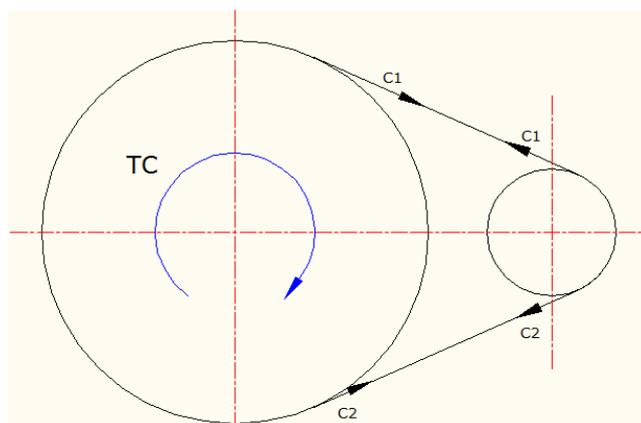


Figura 3-68: Diagrama de Cuerpo Libre del Eje de Transmisión 1

Fuente: Propia

$$T_c = (C_1 - C_2) r$$

$$T_c = (3,6 - 2,16) (50,8 \times 10^{-3})$$

$$T_c = 0,1 \text{ [Nm]}$$

$$H_1 = T_c \times w_1$$

Donde:

$$w_1 = w_2$$

$$H_1 = 0,1 \times 60,21 = 6 \text{ [W]}$$

3.8.1. ANÁLISIS DE LA POLEA CONDUcida

Posteriormente se analizan las cargas de la polea conducida como se indica en la Figura 3-69.

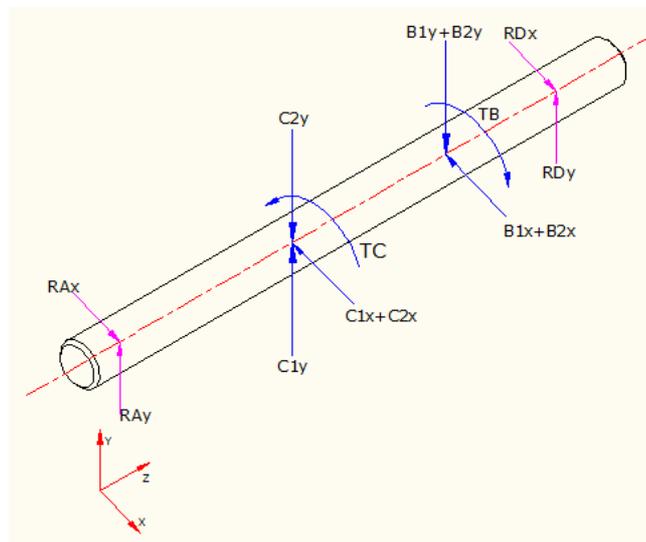


Figura 3-69: Cargas de la Polea Conducida

Fuente: Propia

Por lo que al hacer el análisis gráfico se tiene:

$$B_{1x} = B_1 \operatorname{sen} 24^\circ \quad \text{Ec. (3.29)}$$

$$B_{1y} = B_1 \operatorname{cos} 24^\circ \quad \text{Ec. (3.30)}$$

$$B_{2x} = B_2 \operatorname{sen} 6^\circ \quad \text{Ec. (3.31)}$$

$$B_{2y} = B_2 \operatorname{cos} 6^\circ \quad \text{Ec. (3.32)}$$

3.8.2. DISEÑO ESTÁTICO DEL EJE DE TRANSMISIÓN

En la Figura 3-70 se muestra el Diagrama de Cuerpo Libre del eje de transmisión 2.

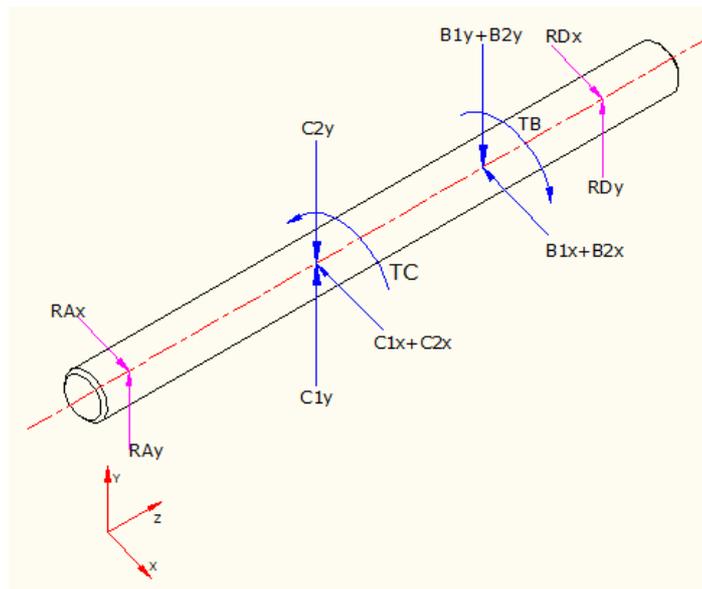


Figura 3-70: Diagrama de Cuerpo Libre del Eje de Transmisión 2

Fuente: Propia

$$\sum M_z = 0$$

$$T_B = T_C = 0,1 \text{ [Nm]}$$

$$T_B = (B_1 - B_2)r$$

Se aplica la ecuación (3.24) para relacionar las cargas en la polea conducida.

$$B_1 = B_2 e^{f\beta}$$

$$\beta: 216^\circ = 3,77 \text{ [rad]}$$

$f = 0,22$ entre caucho y acero

$$B_1 = B_2 e^{(0,22)(3,77)}$$

$$B_1 = 2,29B_2$$

Como se mencionó anteriormente el radio de la polea es 152,4 [mm] (6 pulg)

$$0,1 = (2,29B_2 - B_2)(0,127)$$

$$B_2 = 0,61 \text{ [N]}$$

$$B_1 = 2,29 (0,61) = 1,39 \text{ [N]}$$

A continuación se hallan los componentes de las cargas aplicando las ecuaciones (3.29), (3.30), (3.31), (3.32)

$$B_{1x} = B_1 \text{sen}(42^\circ) = 1,39 (\text{sen } 42^\circ) = 0,43 \text{ [N]}$$

$$B_{1y} = B_1 \text{cos}(42^\circ) = 1,39 (\text{cos } 42^\circ) = 1,03 \text{ [N]}$$

$$B_{2x} = B_2 \text{sen}(6^\circ) = 0,61 (\text{sen } 6^\circ) = 0,06 \text{ [N]}$$

$$B_{2y} = B_2 \text{cos}(6^\circ) = 0,61 (\text{cos } 6^\circ) = 0,60 \text{ [N]}$$

$$\begin{aligned} \sum M_x &= 0 \\ (C_{1y} - C_{2y})(0,133) - (B_{1y} + B_{2y})(0,165) + R_{Dy}(0,261) &= 0 \\ (1,46 - 0,87)(0,133) - (1,03 + 0,6)(0,165) + R_{Dy}(0,261) &= 0 \end{aligned}$$

$$0,078 - 0,268 + 0,261R_{Dy} = 0$$

$$R_{Dy} = 0,72 \text{ [Nm]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} + C_{1y} - C_{2y} - B_{1y} - B_{2y} + R_{Dy} = 0$$

$$1,46 - 0,87 - 1,03 - 0,6 + 0,72 + R_{Ay} = 0$$

$$R_{Ay} = 0,31 [N]$$

$$\sum M_y = 0$$

$$-(C_{1x} + C_{2x})(0,133) + (B_{1x} + B_{2x})(0,165) - R_{Dx}(0,261) = 0$$

$$(3,28 + 1,97)(0,133) + (0,93 + 0,06)(0,165) - R_{Dx}(0,261) = 0$$

$$0,69 + 0,16 - 0,261R_{Dx} = 0$$

$$R_{Dx} = 3,25 [Nm]$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-B_{1x} - B_{2x} - C_{2x} - C_{1x} + R_{Dx} + R_{Ax} = 0$$

$$-3,28 - 1,97 - 0,93 - 0,06 + 3,29 + R_{Ax} = 0$$

$$R_{Ax} = 2,95 [N]$$

3.8.2.1. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

- PLANO X-Y

Se utiliza el software MD-SOLIDS, como se observa en la Figura 3-71.

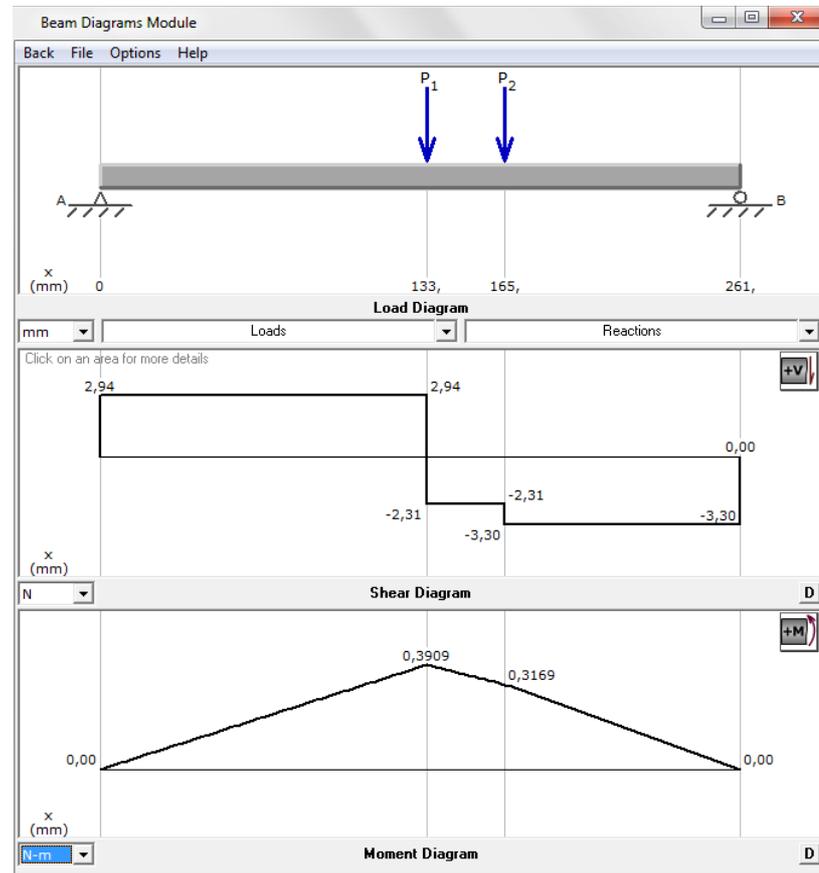


Figura 3-71: Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector

Fuente: Propia

La fuerza cortante máxima está en la sección B $V(z) = 3,3$ [N], y el momento flector máximo está en la sección C $M(z) = 0,39$ [Nm]; en la sección B se tiene $M(z) = 0,31$ [Nm].

- PLANO Y-Z

Se utiliza el software MD-SOLIDS, como se observa en la Figura 3-72.

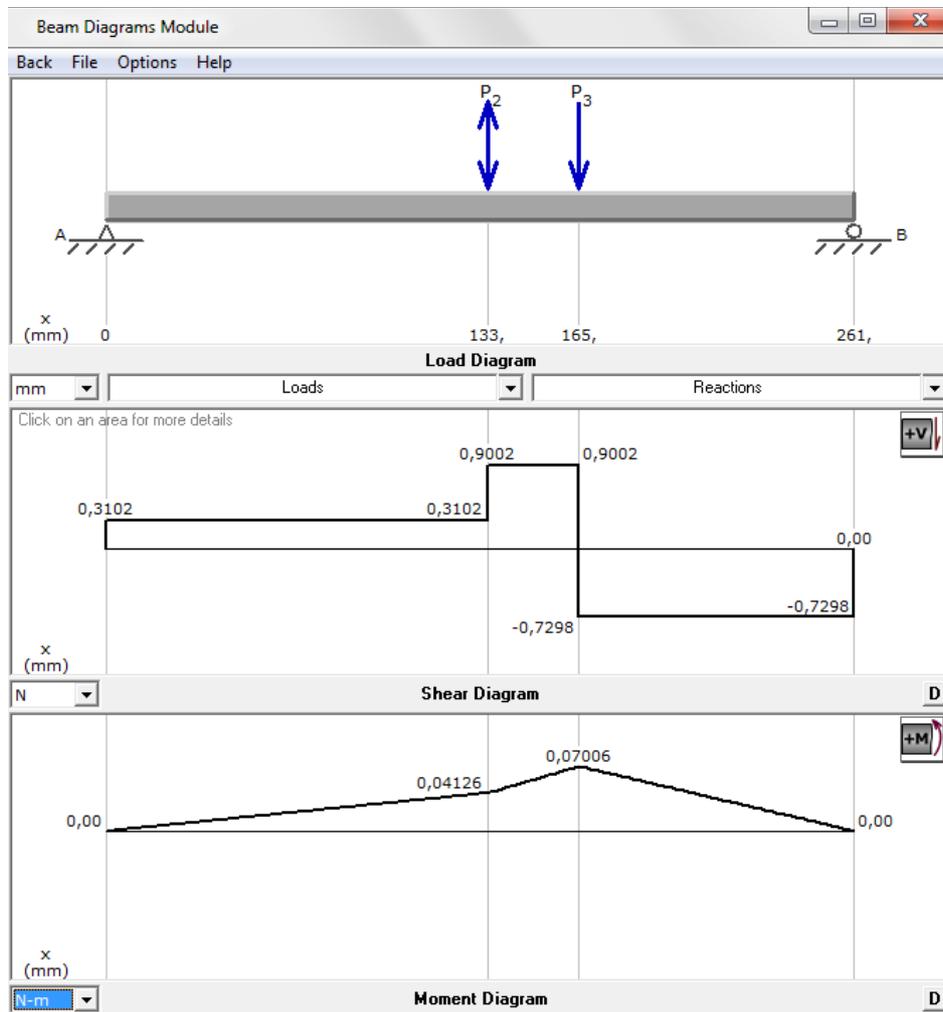


Figura 3-72: Diagrama de Fuerza Cortante Y Momento Flector

Fuente: Propia

La fuerza cortante máxima está en la sección C $V(z) = 0,9$ [N], y el momento flector máximo está en la sección B $M(z) = 0,07$ [Nm]; en la sección C se tiene $M(z) = 0,041$ [Nm].

Se determina la sección crítica para lo cual se aplica la ecuación (3.18)

- SECCIÓN B

$$M(z) = \sqrt{(0,31)^2 + (0,07)^2} = 0,32 [Nm]$$

- SECCIÓN C

$$M(z) = \sqrt{(0,39)^2 + (0,041)^2} = 0,39[Nm]$$

La sección crítica es C, por lo tanto se analiza solo esta.

3.8.2.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS

Dado que la sección crítica es C, se observa que está sometida al máximo momento y tiene un torque, se tiene dos esfuerzos uno de tracción y uno de corte

Para el diseño se selecciona un diámetro de 20 [mm], por lo que el momento de inercia está dado por la ecuación (3.10).

$$I_{zz} = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi(10 \times 10^{-3})^4}{4} = 7,85 \times 10^{-9} [m^4]$$

$$c = 10 \times 10^{-3} [m]$$

El esfuerzo de tracción está dado por la ecuación (3.9)

$$\sigma_z = \frac{(0,39)(10 \times 10^{-3})}{7,85 \times 10^{-9}} = 0,5 [mPa]$$

El momento polar de inercia está dado por la ecuación (3.12)

$$J = \frac{\pi(20 \times 10^{-3})^4}{32} = 1,57 \times 10^{-8} [m^4]$$

El esfuerzo cortante está dado por la ecuación (3.11)

$$\tau_z = \frac{(0,10)(10 \times 10^{-3})}{1,57 \times 10^{-8}} = 0,06 [mPa]$$

3.8.2.3. CÁLCULO DEL FACTOR DE DISEÑO ESTÁTICO

Se utiliza el esfuerzo de Von Mises para esfuerzo cambiando axial de tracción y corte mediante la ecuación (3.13)

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3T^2} = \sigma' = 0,51 [mPa]$$

Se selecciona un acero AISI 1018 con $S_y = 310 [mPa]$

Por lo tanto:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{310 \times 10^6}{0,51} = 608$$

3.8.3. DISEÑO DINÁMICO

Los esfuerzos fluctuantes varían como se muestra en la Figura 3-73 (a) y Figura 3-73(b).

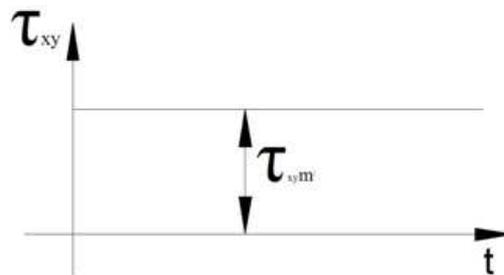


Figura 3-73 (a): Esfuerzos Fluctuantes en Función del tiempo

Fuente: Propia

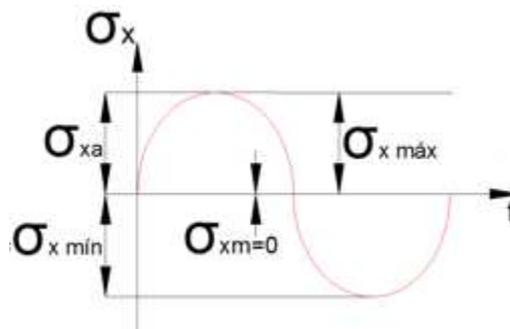


Figura 3-73 (b): Esfuerzos Fluctuantes en Función del tiempo

Fuente: Propia

Se hallan los esfuerzos de Von Mises mediante la ecuación (3.13).

$$\sigma' = \sqrt{0 + 3(0,06)^2} = \sigma' = 0,1 \text{ [mPa]}$$

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = 0,5 \text{ [mPa]}$$

3.8.3.1. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL MATERIAL

Se selecciona un acero AISI 1018 cuya resistencia es $S_{ut} = 510 \text{ [mPa]}$

$$S_c' = S_{ut} = 255 \text{ [mPa]}$$

Factores de Resistencia

$$k_a = 0,78 \quad \left. \begin{array}{l} \text{Maquinado} \\ S_{ut} = 510 \text{ mPa} \end{array} \right\}$$

$$k_b = 1,189 d^{-0,097}$$

Se seleccionar como diámetro la altura del lado del cuadrado $d = 20 \text{ [mm]}$

$$k_b = 0,88$$

$$k_c = 0,897 \text{ (confiabilidad del 90\%)}$$

$$k_d = 1 \quad T < 450^\circ\text{C}$$

$$k_e = 1$$

$$k_f = 1$$

Aplicando la ecuación (3.15) se tiene:

$$S_c = 255(0,78)(0,88)(0,897)(1)(1)(1) = 157 \text{ [mPa]}$$

3.8.3.2. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Se utiliza la línea de Goodman por vida infinita que se muestra en la Figura 3-74.

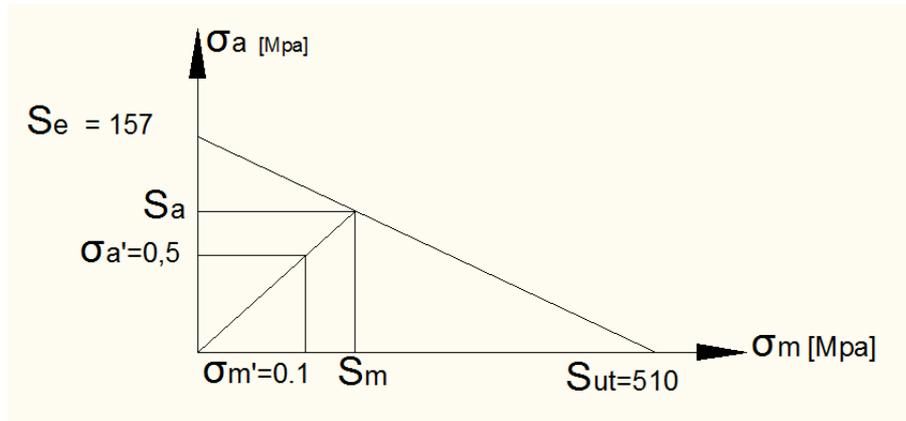


Figura 3-74: Línea de Goodman

Fuente: Propia

$$S_m = \frac{157}{\frac{157}{510} + \frac{0,5}{0,11}} = 29,57 \text{ [mPa]}$$

$$n_d = \frac{S_m}{\sigma_m} = \frac{29,57}{0,5} = 295$$

3.9. SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO

Como se observa en la Figura 3-75 el eje de transmisión 1 se acopla al motor eléctrico por medio de un sistema de poleas y bandas, cuyos diámetros ya se definieron previamente en el enunciado 3.3.3

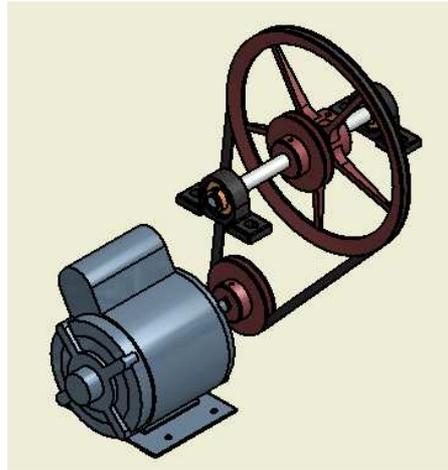


Figura 3-75: Motor Eléctrico por un Sistema de Bandas y Poleas

Fuente: Propia

En seguida se halla el torque que el motor debe transferir al eje de transmisión 1, para esto se analizan las poleas mediante un Diagrama de Cuerpo Libre, el cual se observa en la Figura 3-76.

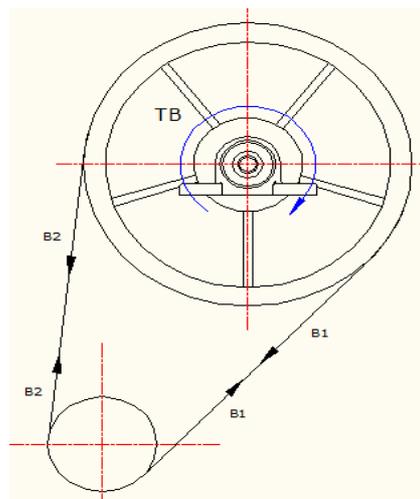


Figura 3-76: Diagrama de Cuerpo Libre del Motor

Fuente: Normal

El radio de la polea es 50,8 [mm] (2 pulg)

$$T_B = (1,39 - 0,69)(50,8 \times 10^{-3})$$

$$T_B = 0,035 \text{ [Nm]}$$

La velocidad angular del motor seleccionado es de 1775 $\left[\frac{\text{rev}}{\text{min}}\right]$

Por lo tanto:

$$w_{motor} = 1725 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} = 180,6 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$$

La potencia está dada por:

$$H_B = 0,0035 \times 180,6 = 6,32 \text{ [W]}$$

El motor entregado por PUBLI-SEC es de $\frac{1}{2}$ [hp] de potencia, lo que según los datos de potencia calculados para el arranque de todos los componentes es suficiente, aprobándose su uso en el prototipo.

3.9.1. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

Se observa en la Figura 3-77, cuya función es transmitir el movimiento del eje 7 al eje 6.

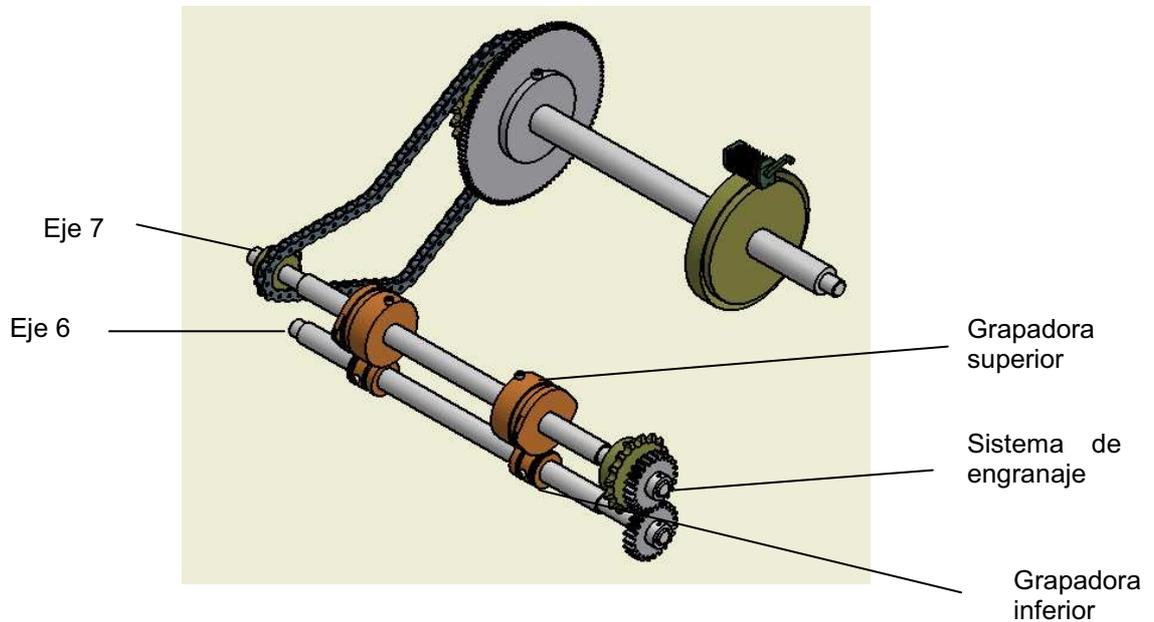


Figura 3-77: Engranajes

Fuente: Propia

Los datos de construcción para los engranajes son>

- Ángulo de presión = $\varphi = 20^\circ$
- $N_{\text{piñón}} = 24$ dientes
- $N_{\text{engranje}} = 24$ dientes

$$\varphi_{\text{primitivo}} dp = 48 \text{ mm} = 1,88 \text{ [pulg]}$$

- módulo $m = 2$

En el numeral 3.9.2 se halla el torque que se transfiere por el engrane, el cual es $T = 1,53 \times 10^{-3}$ [Nm].

En la Figura 3-78 se muestra el Diagrama de Cuerpo Libre del sistema de engranajes.

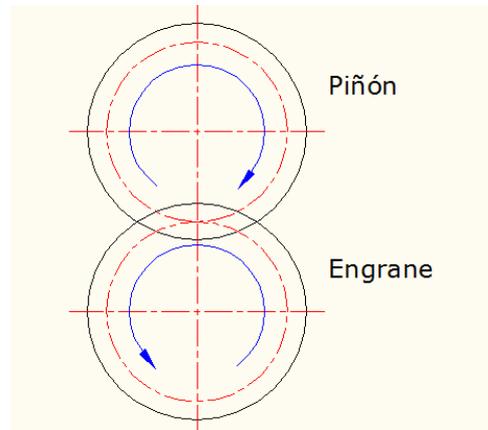


Figura 3-78: Diagrama de Cuerpo Libre de los Engranajes

Fuente: Propia

Se diseña el piñón dado que son las ruedas poseen las mismas características. En la Figura 3-79 se muestra el Diagrama de Cuerpo Libre.

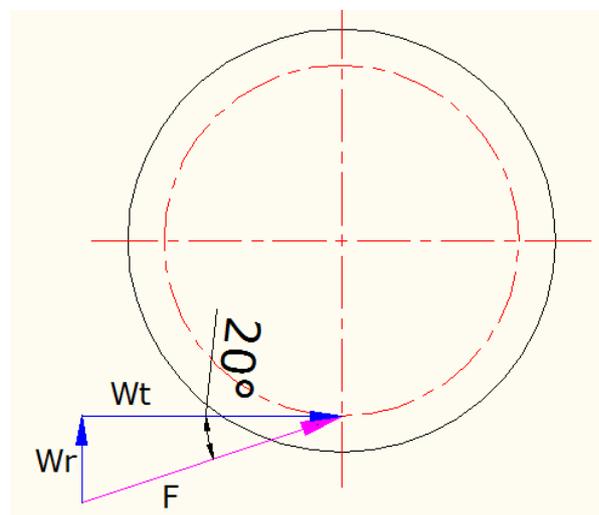


Figura 3-79: Diagrama de Cuerpo Libre del Piñón

Fuente: Propia

3.9.1.1. DISEÑO ESTÁTICO

Se procede a calcular el paso mediante la ecuación (3.34)

$$P = \frac{z}{dp} \quad \text{Ec. (3.34)}^{19}$$

$$P = \frac{z}{dp} = \frac{24}{1,88} = 12,76 \left[\frac{\text{dientes}}{\text{pulg}} \right]$$

Posteriormente se calcula la velocidad mediante la ecuación (3.35)

$$v = \frac{\pi dpn}{12} \quad \text{Ec. (3.35)}^{20}$$

$$v = \frac{\pi dpn}{12} = \frac{\pi(1,88)(127,77)}{12} = 62,88 \left[\frac{\text{pies}}{\text{min}} \right]$$

- FACTORES A ESTADOS DINÁMICO

Se calcula mediante la ecuación (3.36).

$$k_v = \frac{1200}{1200 + v} \quad \text{Ec. (3.36)}^{21}$$

$$k_v = \frac{1200}{1200 + 62,88} = 0,95$$

¹⁹ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 608.

²⁰ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 638.

²¹ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 639.

- FACTORES DE INFLUENCIA DE LEWIS

Tabla 3-1: Factor de Lewis

Número de dientes	a = 0.8 b = 1
24	0.42806

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 633.

Elaboración: Propia

- CÁLCULO DEL FACTOR DE DISEÑO

Se utiliza la ecuación (3.36)

$$n = \frac{F S_y k_v y}{w t p} \quad \text{Ec. (3.37)}^{22}$$

$S_y = 310 \text{ [mPa]} = 44,9 \text{ ksi}$ acero de transmisión AISI 1018

$F = 10 \text{ [mm]} = 0,39 \text{ [pulg]}$

$$n = \frac{(0,39)(44,9 \times 10^3)(0,95)(0,42806)}{(0,063)(12,76)} = 8858$$

3.9.1.2. DISEÑO DINÁMICO A FLEXIÓN

- FACTOR DINÁMICO

Se utiliza la ecuación (3.38)

$$k_v = \frac{50}{50 + \sqrt{v}} \quad \text{Ec. (3.38)}^{23}$$

$$k_v = \frac{50}{50 + \sqrt{62,88}} = 0,92$$

²² SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 640.

²³ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 639.

- FACTOR GEOMÉTRICO

Se utiliza la ecuación (3.39)

$$\sigma = \frac{wtp}{k_v F J} \quad \text{Ec. (3.39)}^{24}$$

$$\sigma = \frac{(0,063)(12,76)}{(0,92)(0,39)(0,37708)} = 5,94 \text{ [psi]}$$

3.9.1.2.1. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DINÁMICA

Conociendo que:

$$S_{cr} = 0.5 S_{ut}$$

Se procede a remplazar los datos:

Para un acero de transmisión 10-18 se tiene

$$S_{ut} = 510 \text{ [MPa]} = 74 \text{ [Kpsi]}$$

Así.

$$S_{cr} = 0.5(74) = 37 \text{ [Kpsi]}$$

De manera similar se obtienen los valores que siguen:

²⁴ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 640.

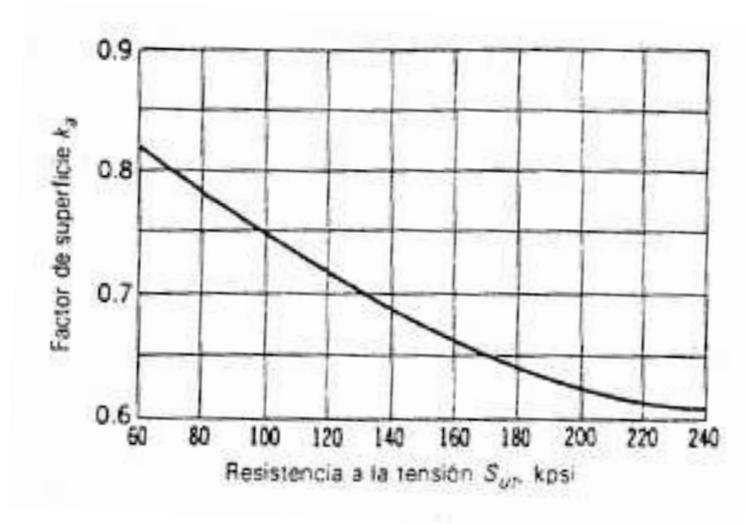


Figura 3-80: Factores de Acabado Superficial

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 644.

De la Figura 3-80 se obtiene el valor de $k_a = 0.8$

Tabla 3-2: Factores de Tamaño para Dientes de Engrane Rectos

Paso P	Factor k_b	Paso P	Factor k_b
2	0.832	6	0.925
2 ½	0.850	7	0.939
3	0.865	8	0.952
4	0.890	10	0.972
5	0.909	12	0.990

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 645.

Elaboración: Propia

De la Tabla 3-2 se toma el valor de $k_b = 0.868$

$k_c = 0.868$ Para una confiabilidad del 95%.

Tabla 3-3: Factores de Efectos Diversos para Flexión en un solo Sentido

Resistencia a la tensión Sut kpsi	Hasta 200	250	300	350	400
Factor k_f	1.33	1.43	1.50	1.56	1.60

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 646.

Elaboración: Propia

De la Tabla 3-3 se toma el valor de $k_b = 1$.

Así introducimos estos valores a la siguiente fórmula para cálculo de esfuerzo

$$S_c = S_{c'} k_a k_b k_c k_f$$

$$S_c = 37 * 0.8 * 0.99 * 0.868 * 1$$

$$S_c = 25.43 \text{ [Kpsi]}$$

3.9.1.2.2. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Para realizar el cálculo del factor de seguridad dinámico se utiliza la ecuación (3.40) que sigue a continuación:

$$n = \frac{n_G}{k_o k_m} \quad \text{Ec. (3.40)}^{25}$$

Como se observa en la ecuación se ha despreciado las constantes excepto la de factor de corrección y de distribución de cargas además de necesitar el factor de seguridad G.

²⁵ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 646.

Para esto se utiliza la ecuación (3.41):

$$n = \frac{S_c}{\sigma} \quad \text{Ec. (3.41)}^{26}$$

$$n = \frac{25.43 \times 10^3}{5.94} = 4281$$

Una vez calculado ese factor de seguridad necesitamos obtener las constantes antes mencionadas.

Tabla 3-4: Factor de Corrección por Sobrecarga k_o

Características de impulso de la máquina motriz	Características de la Carga Impulsada		
	Uniforme	Choques Moderados	Choques Fuertes
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque Ligero	1.25	1.50	2.00
Choque Moderado	1.50	1.75	2.25

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 646.

Elaboración: Propia

De la Tabla 3-6Tabla 3-4 se toma el valor de $k_o = 1.75$.

²⁶ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 645.

Tabla 3-5: Factor de Distribución de la Carga k_m para Engranajes Cilíndricos Rectos

Características de Montaje	Ancho de cara pulg.			
	0 a 2	6	9	16 o más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranajes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara	Mayor que 2.2			

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 647.

Elaboración: Propia

De la Tabla 3-5 se toma el valor de $k_m = 2.2$.

Así finalmente se obtiene el valor de factor de seguridad dinámico:

$$n = \frac{4281}{1.75 * 2.2} = 1111$$

3.9.2. DISEÑO DEL SEGUNDO PAR DE ENGRANAJES

Este sistema se observa en la Figura 3-81 a continuación, la función de este sistema es accionar el mecanismo numerador, el movimiento se transmite del eje 8 a los ejes 9 y 10.

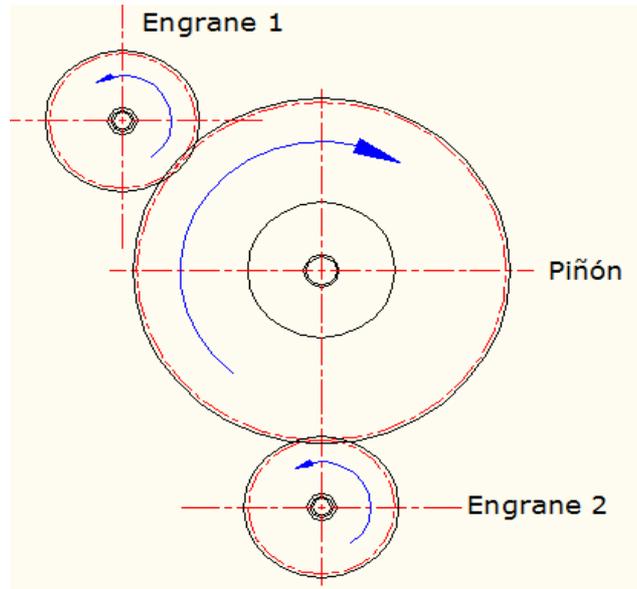


Figura 3-81: Sistema de Engranajes

Fuente: Propia

Los datos de construcción son:

- Angulo de presión $\Phi=20^\circ$
- Piñón
 - $Z=105$ dientes
 - $D_p =$ Diámetro primitivo $157.5 \text{ mm} = 6.2 \text{ pulg.}$
 - $m=1.5$
 - $F= 6\text{mm. } 0.23 \text{ pulg.}$
- Engranaje 1
 - $Z=42$ dientes
 - $D_p =$ Diámetro primitivo $63 \text{ mm} = 2.48 \text{ pulg.}$
 - $m=1.5$

- Engranaje 2
 - $Z=42$ dientes
 - $D_p=$ Diámetro primitivo 63 mm = 2.48 pulg.
 - $m=1.5$
 - $F= 6\text{mm. } 0.23 \text{ pulg.}$

En el numeral 3.9.1 se analiza el torque del primer par de engranajes, el torque a los dos engranajes son iguales por lo que se analiza solamente el engranaje 1 que es el más crítico.

El torque transferido al engranaje 1 es:

$$T = 0.013 \text{ [Nm]}$$

En la Figura 3-82 que sigue a continuación se muestra el par del engranaje 1

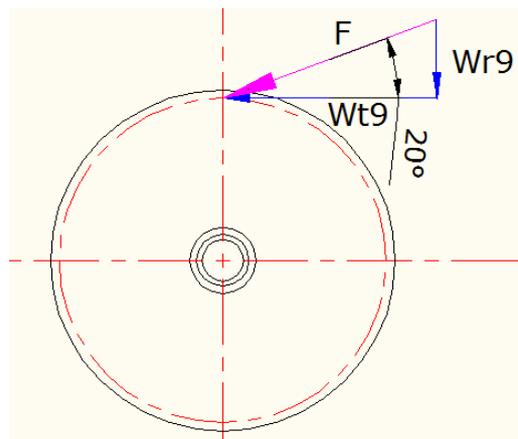


Figura 3-82: Par de Engranaje 1

Fuente: Propia

Mencionado esto se muestra:

$$Wt = 0.1433 \text{ [N]}$$

Este valor se ha calculado en numeral 3.9.1.

3.9.2.1. DISEÑO ESTÁTICO

A continuación se halla el paso utilizando la ecuación (3.34):

$$P = \frac{Z}{Dp} = \frac{42}{2.48} = 16.93 \left[\frac{\text{dientes}}{\text{pulg.}} \right]$$

Siguiendo con el cálculo se debe hallar la velocidad mediante la ecuación (3.35), pero se debe transformar de unidades así:

$$n = 13.37 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = 127.67 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

$$V = \frac{\pi * Dp * n}{12} = \frac{\pi * 2.48 * 127.67}{12} = 82.89 \left[\frac{\text{pies}}{\text{min}} \right]$$

- FACTOR DE EFECTO DINÁMICO

Para el cálculo de efecto dinámico se aplica la ecuación (3.36).

$$k_v = \frac{1200}{1200 + v} = 0.935$$

- FACTOR DE INTERFERENCIA DE LEWIS

$$y = 0.46740 \qquad z = 38$$

$$y = x \qquad z = 4$$

$$y = 0.47846 \qquad z = 45$$

$$y = 0.47372$$

Según el valor de $y = 0.47372$ se obtienen los valores del engranaje, revisando la Tabla 3-6:

Tabla 3-6: Valores del Factor de Forma y de Lewis de la Agma

Número de dientes	$\Phi = 20^\circ$ $a = 0.800$ $b = 1.000$
38	0.46740
45	0.47846

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 633.

Elaboración: Propia

- $Z=42$ dientes
- $a=0.8$
- $b=1$

- CÁLCULO DEL FACTOR DE DISEÑO ESTÁTICO

$$n = \frac{F * S_y * k_v * y}{W_t * P}$$

Además de los datos calculados anteriori se conocen

$$F = 0.23 \text{ pulg}$$

$$S_y = 310 \text{ [MPa]} = 44.9 \text{ [Kpsi]}$$

Entonces remplazando se obtiene:

$$n = \frac{0.23 * 44.9 \times 10^{-3} * 0.935 - 0.74372}{0.1433 * 16.93} = 1885$$

3.9.2.2. CÁLCULO DEL DISEÑO DINÁMICO A FLEXIÓN

- FACTOR DINÁMICO

Aplicando la ecuación (3.38) se tiene:

$$k_v = \frac{50}{50 + \sqrt{82.89}} = 0.846$$

- FACTOR GEOMÉTRICO

$$J = 0.43171 \qquad z = 38$$

$$J = x \qquad z = 4$$

$$J = 0.444062 \qquad z = 45$$

$$J = 0.4368$$

Según el valor de $J = 0.4368$ se obtienen los valores del engranaje, revisando la Tabla 3-7.

Tabla 3-7: Factor Geométrico J de la Agma para el caso de Dientes con $\Phi = 20^\circ$,
 $a = 0.80$ pulg, $b = 1.00$ pulg

Número de dientes	Número de dientes del engranaje conectado						
	17	25	35	50	85	300	1000
75	0.41645	0.42938	0.43971	0.44932	0.46072	0.47067	0.48051
100	0.42274	0.43606	0.44674	0.45670	0.46854	0.47891	0.48919

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 636.

Elaboración: Propia

- $Z=85$ dientes
- $a=0.8$
- $b=1$
- $\Phi=20^\circ$

- CÁLCULO DE ESFUERZO

Se aplica la ecuación (3.38)

$$\sigma = \frac{Wt * P}{k_v * F * J}$$

$$\sigma = \frac{0.1433 * 16.93}{0.846 * 0.23 * 0.4368} = 28.54 \text{ [psi]}$$

3.9.2.2.1. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DINÁMICA

Conociendo que:

$$S_{cr} = 0.5 S_{ut}$$

Se procede a remplazar los datos:

Para un acero de transmisión 10-18 se tiene

$$S_{ut} = 510 \text{ [MPa]} = 74 \text{ [Kpsi]}$$

Así.

$$S_{cr} = 0.5(74) = 37 \text{ [Kpsi]}$$

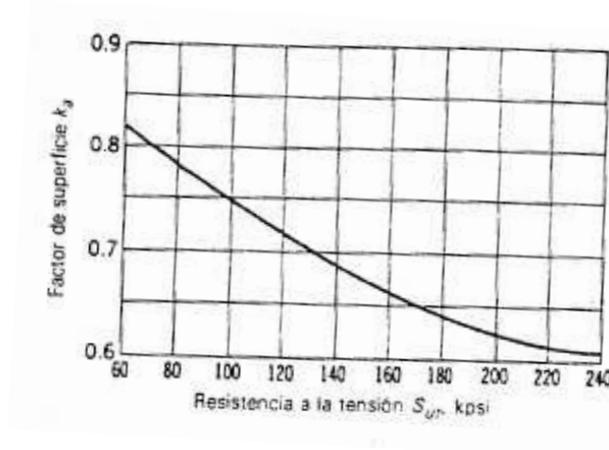


Figura 3-83: Factores de Acabado Superficial

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 644

De la Figura 3-83 se obtiene el valor de $k_a = 0.8$

Tabla 3-8: Factores de Tamaño para Dientes de Engrane Rectos

Paso P	Factor k_b	Paso P	Factor k_b
2	0.832	6	0.925
2 ½	0.850	7	0.939
3	0.865	8	0.952
4	0.890	10	0.972
5	0.909	12	0.990

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 645.

Elaboración: Propia

Tabla 3-8 De la Tabla 3-8 se obtiene el valor de $k_b = 0.99$

$k_c = 0.868$ para una confiabilidad del 95%

Tabla 3-9 : Factores de Efectos Diversos para Flexión en un solo Sentido

Resistencia a la tensión Sut kpsi	Hasta 200	250	300	350	400
Factor k_f	1.33	1.43	1.50	1.56	1.60

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 646.

Elaboración: Propia

De la Tabla 3-9 se obtiene el valor de $k_f = 1$

Así introducimos estos valores a la siguiente fórmula para cálculo de esfuerzo

$$S_c = S_{c'} k_a k_b k_c k_f$$

$$S_c = 37 * 0.8 * 0.99 * 0.868 * 1$$

$$S_c = 25.43 \text{ [Kpsi]}$$

3.9.2.2.2. FACTOR DE SEGURIDAD DINÁMICO

Se utiliza la ecuación (3.39)

$$n = \frac{n_G}{k_o k_m}$$

Como se observa en la ecuación se ha despreciado las constantes excepto la de factor de corrección y de distribución de cargas además de necesitar el factor de seguridad G.

Para esto se utiliza la ecuación (3.40):

$$n = \frac{S_c}{\sigma}$$

$$n = \frac{25.43 \times 10^3}{28.54} = 891$$

Una vez calculado ese factor de seguridad necesitamos obtener las constantes antes mencionadas.

Tabla 3-10: Factor de Corrección por Sobrecarga k_o

Características de impulso de la máquina motriz	Características de la Carga Impulsada		
	Uniforme	Choques Moderados	Choques Fuertes
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque Ligero	1.25	1.50	2.00
Choque Moderado	1.50	1.75	2.25

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 646.

Elaboración: Propia

De la Tabla 3-10 se obtiene el valor de $k_o = 1.75$

Tabla 3-11 Factor de Distribución de la Carga k_m para Engranajes Cilíndricos Rectos

Características de Montaje	Ancho de cara pulg.			
	0 a 2	6	9	16 o más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranajes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara	Mayor que 2.2			

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 647.

Elaboración: Propia

De la Tabla 3-11 se obtiene el valor de $k_m = 2.2$

Así finalmente obtenemos el valor de factor de seguridad dinámico:

$$n = \frac{891}{1.75 * 2.2} = 231$$

3.10. SELECCIÓN DE CADENAS Y CATARINAS

3.10.1. SISTEMA 1

El diseño del mecanismo de transmisión de Cadena y Catarina se observan en la Figura 3-84 que sigue.

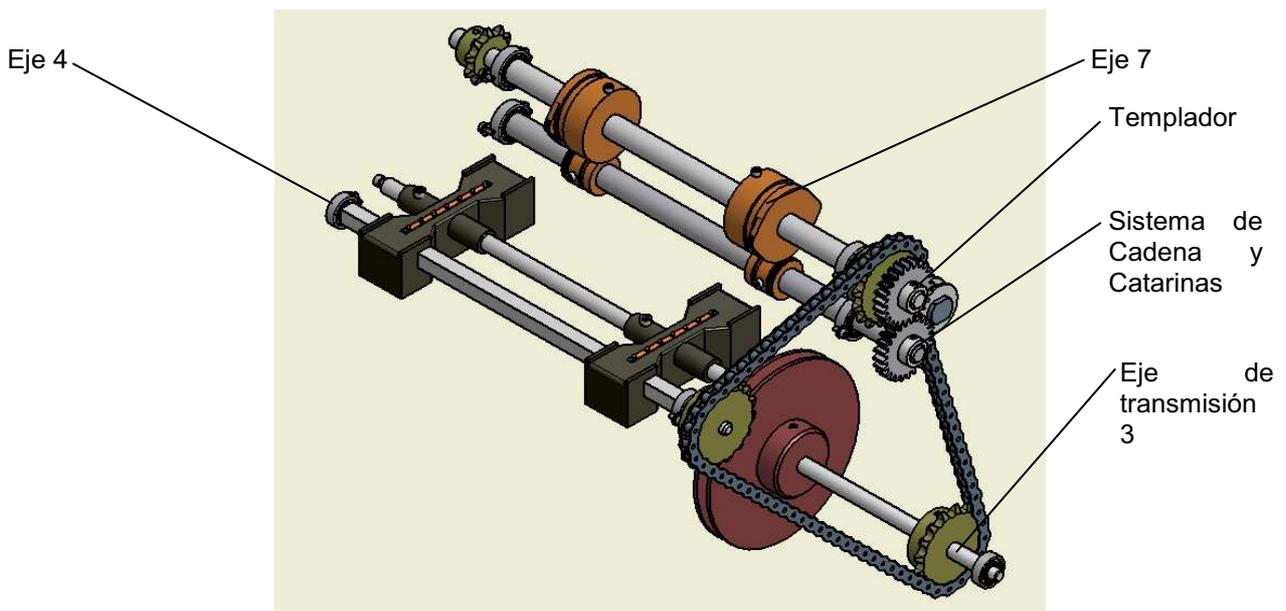


Figura 3-84: Mecanismo de Transmisión de Cadena y Catarina

Fuente: Propia

3.10.1.1. SELECCIÓN DE LA CADENA

Para esta selección se debe calcular la potencia que transmite, por lo tanto se calcula la potencia del eje de transmisión 3, mediante la ecuación (3.33):

$$H = T_3 W_3$$

Conociendo:

$$T_3 = 0.34 \text{ [Nm]} \text{ este valor se calculó en el numeral 3.8.3.2}$$

$$W_3 = 127.78 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] = 13.38 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

Así se obtiene:

$$H = 0.34 * 13.38 = 4.55 \text{ [W]} = 0.006 \text{ [hp]}$$

Se calcula la potencia de diseño mediante la ecuación (3.42)

$$H = k_s * H \quad \text{Ec. (3.42)}^{27}$$

Dado que:

k_s : Factor de Servicio

²⁷ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 823.

Tabla 3-12: Factores de Servicio para Cargas k_s

Maquinaria Impulsada	Máquina Impulsora		
	Motor de combustión interna con transmisión hidráulica	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Sin choque	1.00	1.00	1.2
Choque moderado	1.2	1.3	1.4
Choque fuerte	1.4	1.5	1.7

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 822.

Elaboración: Propia

De la Tabla 3-12 se obtiene el valor de $k_s = 1.3$, debido a motor eléctrico y choques moderados.

Se calcula la potencia admisible mediante la ecuación (3.43)

$$H_{r'} = k_1 k_2 H_r \quad \text{Ec. (3.43)}^{28}$$

Donde:

H_r : Potencia Normal [hp]

k_1 : Factor de Corrección de diente

K_2 : Factor de Cordones Múltiples

Para el diseño se selecciona una cadena ANSI número 41 con un paso de $\frac{1}{2}$ pulgada, las características se muestra en el Anexo III.

De ahí se toma los valores que siguen:

²⁸ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 820.

Tabla 3-13: Capacidad o Potencia Nominal (en HP) de Cadenas de Rodillos de Paso Simple y un solo Cordón de Rueda Dentada de 17 Dientes

Velocidad de la rueda rpm	Número ANSI de cadena					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13	0.41	0.99	0.55	1.92	3.32
200	0.16	0.54	1.29	0.71	2.50	4.30

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 819.

Elaboración: Propia.

De la Tabla 3-13 se obtiene el valor de $H_r = 0.55$.

Tabla 3-14: Factores de Corrección para los Dientes

Número de dientes en la rueda dentada impulsora	Factor de corrección K_1 para los dientes
11	0.53
12	0.62
13	0.70
14	0.85
15	0.92
16	1.00
17	1.05

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 821.

Elaboración: Propia

De la Tabla 3-14 se toma el valor de $k_1 = 0.92$.

²⁹ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 808.

Tabla 3-15: Longitudes de Paso Estándar L_p y Factores de Corrección de Longitud K_2 para Bandas V Comunes SI de Servicio Pesado

13 C		16 C		22 C		32 C	
L_p	K_2	L_p	K_2	L_p	K_2	L_p	K_2
950	0.90	1700	0.94	2390	0.94	4540	0.95
1000	0.92	1800	0.95	2540	0.96	4720	0.96
1073	0.93	1900	0.96	2650	0.96	5100	0.98
1120	0.94	1980	0.97	2800	0.98	5480	0.99
1300	0.95	2110	1.00	3030	0.99	5800	1.00
1400	0.97	2240	1.01	3150	1.00	6180	1.01
1500	0.98	2360	1.02	3350	1.01	6560	1.02
1585	1.00	2500	1.03	3760	1.02	6940	1.03
1700	1.02	2620	1.05	4120	1.04	7330	1.04
1790	1.03	2820	1.06	4220	1.06	8090	1.06

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 812.

Elaboración: Propia

De la Tabla 3-15 se toma el valor de $K_2 = 1.00$

Así se calcula:

$$H_{r'} = 0.55 * 0.92 * 1 = 0.506 [hp]$$

Y finalmente se tiene el factor de seguridad:

$$n = \frac{H_{r'}}{H} = \frac{0.506}{0.008} = 63$$

Cabe mencionar que el número de eslabones se encontró mediante el Software Autocad, la cadena posee 41 eslabones.

²⁹ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 808.

3.10.1.2. SELECCIÓN DE LAS CATARINAS

Como se observa en la Figura 3-85 al final de este párrafo, el sistema tiene 3 catarinas que deben girar a la misma velocidad angular. Por lo tanto se selecciona el mismo tipo de Catarina, sus especificaciones siguen.

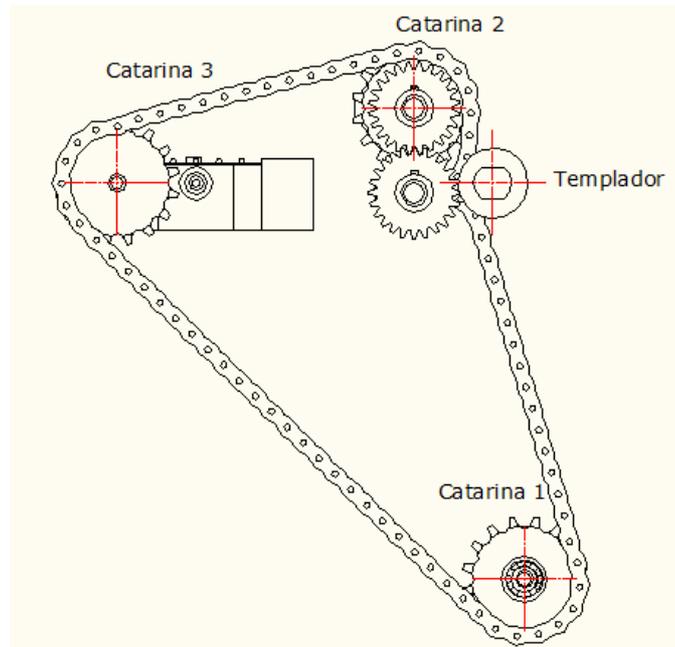


Figura 3-85: Sistema de Tres Catarinas

Fuente: Propia

Características de la Catarina Nk-47.

- 16 dientes
- Tipo B
- Diámetro Exterior: 2.81 pulgadas
- Diámetro Interior: 2.563 pulgadas

Estos valores se pueden observar en el Anexo IV.

²⁹ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 808.

3.10.2. SISTEMA 2

El diseño de transmisión de Cadena y Catarina se observa en la Figura 3-86, a continuación.

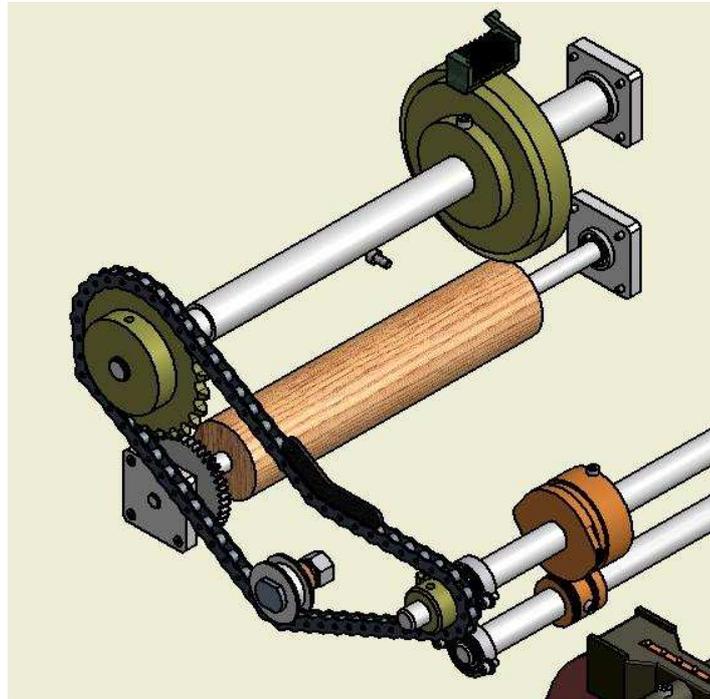


Figura 3-86: Diseño de Transmisión de Cadena y Catarina

Fuente: Propia

3.10.2.1. SELECCIÓN DE LA CADENA

Para esta selección se debe calcular la potencia que transmite, por lo tanto se calcula la potencia del eje de transmisión 3, mediante la ecuación (3.33):

$$H = T_3 W_3$$

Conociendo:

$T_3 = 0.102 \text{ [Nm]}$ este valor se calculó en el numeral 3.6.2.

$$W_3 = 127.78 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] = 13.38 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

²⁹ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 808.

Así se obtiene:

$$H = 0.34 * 13.38 = 4.55 [W] = 0.006 [hp]$$

A continuación se calcula la potencia de diseño mediante la ecuación (3.42)

$$H = k_s * H$$

De la Tabla 3-12 se obtiene el valor de $k_s = 1.3$, debido a motor eléctrico y choques moderados.

Así:

$$H = 0.002 * 1.3 = 0.0026 [hp]$$

A continuación se calcula la potencia admisible mediante la Ecuación (3.43).

$$H_{r'} = k_1 k_2 H_r$$

Para el diseño se selecciona una cadena ANSI número 41 con un paso de $\frac{1}{2}$ pulgada, las características se muestra en el Anexo III.

De ahí se toma los valores que siguen:

De la Tabla 3-13 se obtiene el valor de $H_r = 0.55$.

De la Tabla 3-14 se toma el valor de $k_1 = 0.53$.

De la Tabla 3-15 se toma el valor de $K_2 = 1.00$

Así se calcula:

$$H_{r'} = 0.55 * 0.53 * 1 = 0.29 [hp]$$

Y finalmente se tiene el factor de seguridad:

$$n = \frac{H_{r'}}{H} = \frac{0.29}{0.0026} = 111$$

²⁹ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 808.

Cabe mencionar que el número de eslabones se encuentra mediante el Software Autocad, la cadena posee 24 eslabones.

3.10.2.2. SELECCIÓN DE LAS CATARINAS

Como se observa en la Figura 3-87 al final de este párrafo, se visualiza el sistema de las catarinas las cuales deben tener una relación de transmisión de 2.5.

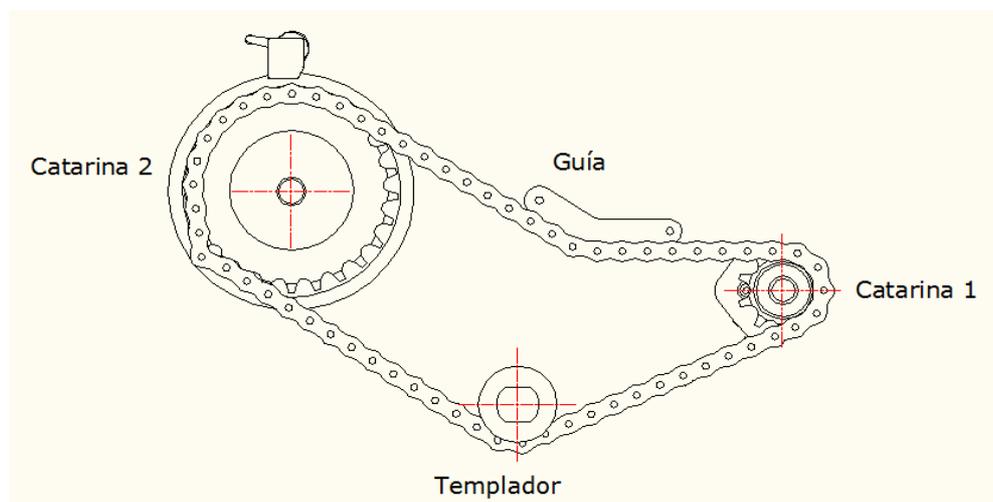


Figura 3-87: Sistema de Catarinas

Fuente: Propia

Características de la Catarina seleccionadas tipo Nk-47.

- CATARINA 1
 - 10 dientes
 - Tipo B
 - Diámetro Exterior: 1.618 pulgadas
 - Diámetro Interior: 1.84 pulgadas

- CATARINA 2
 - 25 dientes
 - Tipo B
 - Diámetro Exterior: 4.26 pulgadas
 - Diámetro Interior: 3.989 pulgadas

Estos valores se pueden observar en el Anexo IV.

²⁹ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 808.

3.11. SELECCIÓN DE BANDAS

3.11.1. BANDA 1

Esta es la que transmite el movimiento del motor al eje de transmisión 1. En la Figura 3-88 se puede observar las medidas generales del sistema.

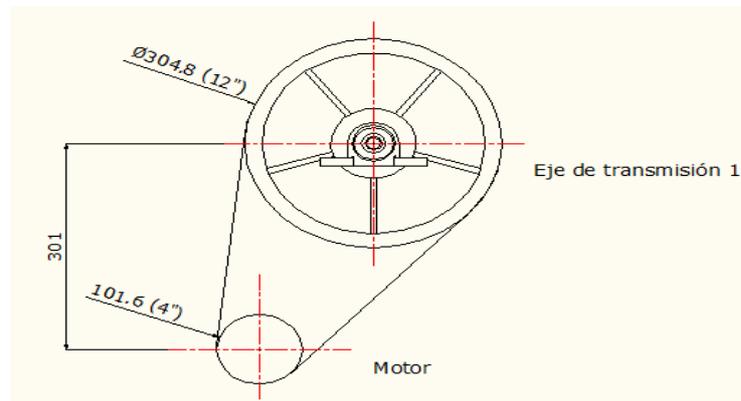


Figura 3-88: Banda 1

Fuente: Propia

En seguida se halla la longitud de paso de la banda mediante la ecuación (3.44).

$$L_p = 2C + 1.57(D + d) \quad \text{Ec. (3.44)}^{29}$$

Donde:

C:	Distancia entre ejes	[pulg]
D:	Diámetro de la polea mayor	[pulg]
d:	Diámetro de la polea menor	[pulg]

²⁹ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 808.

Así se calcula la longitud de paso

$$L_p = 2 * 11.8 + 1.57 * (12 + 4) = 48.72 \text{ [pulgadas]}$$

Se va a seleccionar una polea trapezoidal, por lo que la potencia nominal está dada por la ecuación (3.45)

$$H_{r1} = \left[C_1 + \frac{C_2}{d} - C_3(n_1 d)^2 - C_4 \log(n_1 d) \right] (n_1 d) + C_2 n_2 \left(1 - \frac{1}{k_A} \right) \quad \text{Ec. (3.45)}^{30}$$

Donde:

C_1 : Constante

C_2 : Constante

C_3 : Constante

C_4 : Constante

n_1 : Número de rpm entre 1000 [rpm]

k_A : Factor de Relación entre velocidades

Entonces:

$$n_1 = \frac{1725}{1000} = 1.72$$

De la Tabla 3-16 se obtienen los valores de C_1 , C_2 , C_3 y C_4 .

Tabla 3-16: Constantes para Emplear en la Ecuación de la Potencia Nominal de Transmisiones de Banda

Sección Transversal	C_1	C_2	C_3	C_4
A	0.8542	1.342	2.436×10^{-4}	0.1703
B	1.506	3.520	4.193×10^{-4}	0.2931
C	2.786	9.788	7.460×10^{-4}	0.5214
D	5.922	34.72	1.522×10^{-3}	1.064
E	8.642	66.32	2.192×10^{-3}	1.532
13C	3.316×10^{-2}	1.088	1.161×10^{-8}	5.238×10^{-3}
16C	5.485×10^{-2}	2.273	1.759×10^{-8}	7.934×10^{-3}
22C	1.002×10^{-1}	7.040	3.326×10^{-8}	1.500×10^{-2}
32C	2.205×10^{-1}	26.62	7.037×10^{-8}	3.174×10^{-2}

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 809.

Elaboración: Propia

Por lo tanto:

$$C_1 = 0.8542$$

$$C_2 = 0.1342$$

$$C_3 = 0.2436 \times 10^{-4}$$

$$C_4 = 0.1743$$

$$k_A = \frac{D}{d} = 3$$

De la Tabla 3-17 se obtiene el valor de k_A

Tabla 3-17: Factores de Relación de Velocidad para Emplear en la Ecuación de la Potencia Nominal de Transmisiones de Bandas

Intervalo D/d	K_A
1.00 a 1.01	1.0000
1.02 a 1.04	1.0112
1.05 a 1.07	1.0226
1.08 a 1.10	1.0344
1.11 a 1.14	1.0463
1.15 a 1.20	1.0586
1.21 a 1.27	1.0711
1.28 a 1.39	1.0840
1.40 a 1.64	1.0972
Mayor que 1.64	1.1106

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 809.

Elaboración: Propia

Por lo tanto:

$$k_A = 1.1106$$

Con todos los datos se procede a calcular:

$$H_{r1} = [0.8542 - 0.0855 - 0.011 - 0.1428] * 6.9 + (2.31 * 0.09)$$

$$H_{r1} = 4.24 + 0.2 = 4.44 [hp]$$

Una vez hallado el valor de la potencia nominal, se procede a calcular la potencia corregida que se calcula mediante la ecuación (3.46)

$$H'_r = kp_1kp_2H_{r1} \quad \text{Ec. (3.46)}^{31}$$

De la Figura 3-89 se obtiene el valor de kp_1 para 180° .

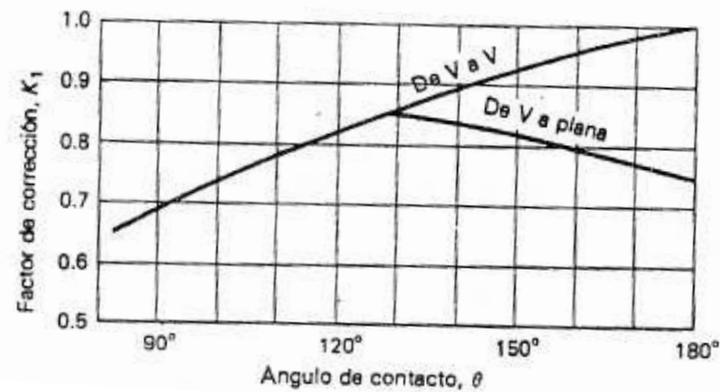


Figura 3-89: Factores de corrección k_1 , ángulos de contacto hasta de 180° .

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 810.

Por lo tanto:

$$kp_1 = 1$$

De la Tabla 3-18 se obtiene el valor de kp_1 para $L_p = 51$ [pulgadas].

³¹ SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989 ; página 809.

Tabla 3-18: Longitudes Normales L_p , y Factores de Corrección de Longitud k_2 para Bandas V Iniciales.

L_p	A	B	C	D
26	0.78			
31	0.82			
35	0.85	0.80		
38	0.87	0.82		
42	0.89	0.84		
46	0.91	0.86		
51	0.93	0.88	0.80	
55	0.95	0.89		
60	0.97	0.91	0.83	
68	1.00	0.94	0.85	

Fuente: SHIGLEY Joseph; Manual de Diseño Mecánico; Mc'graw Hill; México; 1989; página 810.

Elaboración: Propia

Por lo tanto:

$$kp_2 = 0.93$$

$$H'_r = 4.44 * 1 * 0.93 = 4.12 [hp]$$

Dado que la potencia en esta banda es de 0.008 [hp], la banda a usar será trapezoidal en V tipo 43, la misma que se muestra en el Anexo V.

3.11.2. BANDA 2

Esta es la que transmite el movimiento del eje de transmisión 1 al eje de transmisión 2. En la Figura 3-90 que sigue, se puede observar las medidas generales del sistema.

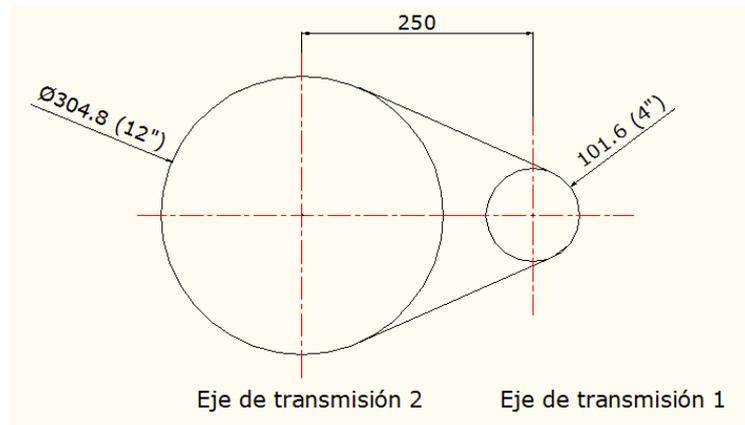


Figura 3-90: Sistema Banda 2 y Eje de Transmisión 1

Fuente: Propia

Se halla la longitud de paso de la banda mediante la ecuación (3.44).

$$L_p = 2C + 1.57(D + d)$$

$$L_p = 2 * 9.84 + 1.57 * (12 + 4) = 44.8 \text{ [pulgadas]}$$

Para este caso se seleccionara una polea trapezoidal en V, por lo que la potencia nominal está dada por la ecuación (3.45)

$$H_{r1} = \left[C_1 + \frac{C_2}{d} - C_3(n_1 d)^2 - C_4 \log(n_1 d) \right] (n_1 d) + C_2 n_2 \left(1 - \frac{1}{k_A} \right)$$

Entonces:

$$n_1 = \frac{575}{1000} = 0.575$$

De la Tabla 3-16 se obtiene los valores de las constantes:

$$C_1 = 0.8542$$

$$C_2 = 0.1342$$

$$C_3 = 0.2436 \times 10^{-4}$$

$$C_4 = 0.1743$$

$$k_A = \frac{D}{d} = 3$$

Por lo tanto según la Tabla 3-17:

$$k_A = 1.1106$$

Con todos los datos se procede a calcular:

$$H_{r1} = [0.8542 - 0.3355 - 0.0012 - 0.06] * 2.3 + (0.77 * 0.09)$$

$$H_{r1} = 1.02 + 0.06 = 1.08 \text{ [hp]}$$

Una vez hallado el valor de la potencia nominal, se procede a calcular la potencia corregida que se calcula mediante la ecuación (3.46)

$$H'_r = kp_1 kp_2 H_{r1}$$

De la Figura 3-89 se obtiene el valor de $kp_1 = 1$ para 180° .

De la Tabla 3-18 se obtiene el valor de $kp_2 = 0.91$, para $L_p = 46$ [pulgadas].

$$H'_r = 1.08 * 1 * 0.91 = 0.98 \text{ [hp]}$$

Dado que la potencia máxima dirigida a esta banda es de 0.008(hp), la banda a usar será trapezoidal en V tipo 45, la misma que se muestra en el Anexo V.

3.11.3. BANDA 3

Esta es la que transmite el movimiento del eje de transmisión 2 al eje de transmisión 3. En la Figura 3-91 que sigue, se puede observar las medidas generales del sistema.

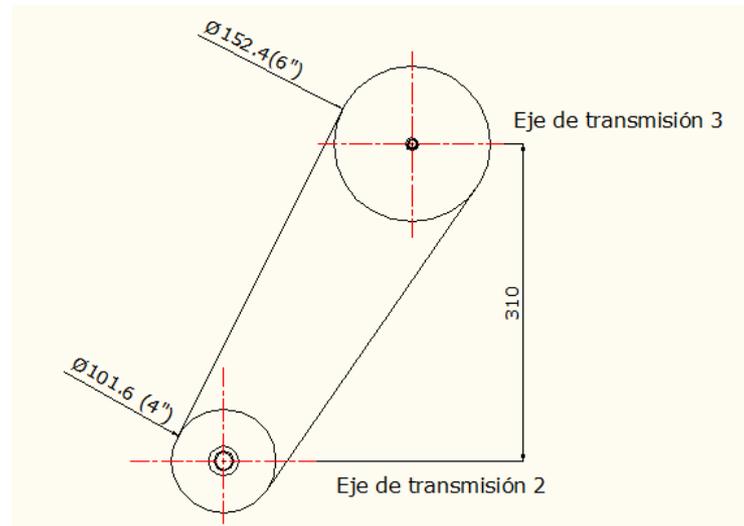


Figura 3-91: Banda 3

Fuente: Propia

Se halla la longitud de paso de la banda mediante la ecuación (3.44)

$$L_p = 2C + 1.57(D + d)$$

$$L_p = 2 * 12.2 + 1.57 * (8) = 36.96 \text{ [pulgadas]}$$

Para este caso se selecciona una polea trapezoidal en V, por lo que la potencia nominal está dada por la ecuación (3.45)

$$H_{r1} = \left[C_1 + \frac{C_2}{d} - C_3(n_1 d)^2 - C_4 \log(n_1 d) \right] (n_1 d) + C_2 n_2 \left(1 - \frac{1}{k_A} \right)$$

Entonces:

$$n_1 = \frac{191.6}{1000} = 0.191$$

De la Tabla 3-16 se obtiene los valores de las constantes:

$$C_1 = 0.8542$$

$$C_2 = 0.1342$$

$$C_3 = 0.2436 \times 10^{-4}$$

$$C_4 = 0.1743$$

$$k_A = \frac{D}{d} = 1.6$$

Por lo tanto según la Tabla 3-17:

$$k_A = 1.0972$$

Con todos los datos se procede a calcular:

$$H_{r1} = [0.8542 - 0.3355 - 0.0001 - 0.0019] * 0.764 + (0.256 * 0.08)$$

$$H_{r1} = 0.41 + 0.02 = 0.43 \text{ [hp]}$$

Una vez hallado el valor de la potencia nominal, se procede a calcular la potencia corregida que se calcula mediante la ecuación (3.46)

$$H'_r = kp_1 kp_2 H_{r1}$$

De la Figura 3-89 se obtiene el valor de $kp_1 = 1$ para 180° .

De la Tabla 3-18 Tabla 3-18 se obtiene el valor de $kp_2 = 0.87$, para $L_p = 46$ [pulgadas].

$$H'_r = 0.43 * 1 * 0.87 = 0.37 \text{ [hp]}$$

Dado que la potencia máxima dirigida a esta banda es de 0.008(hp), la banda a usar será trapezoidal en V tipo 45, la misma que se muestra en el Anexo V.

3.12. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

3.12.1. RODAMIENTOS DEL EJE 8

Como se observa en la Figura 3-13 de este proyecto, se colocan rodamientos en las secciones A y B, las componentes de estos apoyos son:

$$Ra_x = 0.08 \text{ [N]}$$

$$Ra_y = 0.44 \text{ [N]}$$

$$Rb_x = 0.003 \text{ [N]}$$

$$Rb_y = 0.87 \text{ [N]}$$

A continuación se calcula la resultante mediante la ecuación (3.47) que sigue:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad \text{Ec. (3.47)}$$

Por lo tanto:

$$R_A = \sqrt{Ra_x^2 + Ra_y^2} = 0.447 \text{ [N]} = 0.045 \text{ [kg]}$$

$$R_B = \sqrt{Rb_x^2 + Rb_y^2} = 0.87 \text{ [N]} = 0.088 \text{ [kg]}$$

Por facilidad de fabricación se selecciona el mismo rodamiento a los 2 extremos dimensionando el más crítico en este caso es el soporte B.

Para esto se selecciona rodamientos FAG.

- SOLICITACIÓN ESTÁTICA

Se selecciona un rodamiento FAG 6000, cuyo diámetro interno es 10mm., la carga estática es:

$$P_o = R_B = 0.088 [kg]$$

La capacidad estática del rodamiento está dada por la ecuación (3.48):

$$C_o = f_s P_o \quad \text{Ec. (3.48)}^{32}$$

Conociendo:

$$f_s = 0.8$$

Solicitud normal

$$C_o = 0.8 * 0.088 = 0.0704 [kg]$$

La capacidad estática de este rodamiento es 200kg, por lo que la selección es correcta.

- SOLICITACIÓN DINÁMICA

Para calcular la carga se utiliza la ecuación (3.49) que se muestra a continuación:

$$C = \frac{f_L}{f_N f_H} P \quad \text{Ec. (3.49)}^{33}$$

conociendo previamente que:

$$P = R_B = 0.088 [kg]$$

- $f_L = 4$ *Motores electricos*
- $f_N = 0.863$ $n = 52 \text{ rpm.}$
- $f_H = 1$ *Para $T < 120^\circ$*

Por lo tanto reemplazando:

$$C = \frac{4}{0.863 * 1} * 0.088 = 0.4 [kg]$$

La capacidad dinámica es 360kg, así que la selección es correcta.

3.12.2. RODAMIENTOS DEL EJE 7

Como se observa en la Figura 3-30 anteriormente, se colocan rodamientos en las secciones A y B, las componentes de estos apoyos son:

$$Ra_x = 0.008 \text{ [N]}$$

$$Ra_y = 6.503 \text{ [N]}$$

$$Rb_x = 0.072 \text{ [N]}$$

$$Rb_y = 6.507 \text{ [N]}$$

A continuación se calcula la resultante mediante la ecuación (3.47) que sigue:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

Por lo tanto:

$$R_A = \sqrt{Ra_x^2 + Ra_y^2} = 6.503 \text{ [N]} = 0.66 \text{ [kg]}$$

$$R_B = \sqrt{Rb_x^2 + Rb_y^2} = 6.507 \text{ [N]} = 0.66 \text{ [kg]}$$

Por facilidad de fabricación se selecciona el mismo rodamiento a los 2 extremos dimensionando el más crítico en este caso es el soporte B.

Para esto se selecciona rodamientos FAG.

- SOLICITACIÓN ESTÁTICA

Se selecciona un rodamiento FAG 6000, cuyo diámetro interno es 10mm., la carga estática es:

$$P_o = R_B = 0.66 \text{ [kg]}$$

La capacidad estática del rodamiento está dada por la ecuación (3.48)

$$C_o = f_s P_o$$

Conociendo:

$$f_s = 0.8$$

Solicitud normal

$$C_o = 0.8 * 0.66 = 0.52 [kg]$$

La capacidad estática de este rodamiento es 200kg, por lo que la selección es correcta.

- SOLICITACIÓN DINÁMICA

Para calcular la carga se utiliza la ecuación (3.49) que se muestra a continuación

$$C = \frac{f_L}{f_N f_H} P$$

Conociendo previamente que:

$$P = R_B = 0.66 [kg]$$

- $f_L = 4$ *Motores electricos*
- $f_N = 0.653$ $n = 127 \text{ rpm.}$
- $f_H = 1$ *Para $T < 120^\circ$*

Por lo tanto reemplazando:

$$C = \frac{4}{0.635 * 1} * 0.66 = 4.15 [kg]$$

La capacidad dinámica es 360kg, así que la selección es correcta

3.12.3. RODAMIENTOS DEL EJE 4

Como se observa en la Figura 3-40 anteriormente, se colocan rodamientos en las secciones A y B, las cargas radiales son:

$$Ra_x = 0.175 [N]$$

$$Rb_x = 0.175 [N]$$

Su resultante es:

$$R_A = 0.175 [N] = 0.0178 [kg]$$

$$R_B = 0.175 [N] = 0.0178 [kg]$$

Dado que las componentes son iguales se realiza un análisis conjunto, para rodamientos FAG.

- SOLICITACIÓN ESTÁTICA

Se selecciona un rodamiento FAG 6000, cuyo diámetro interno es 10mm., la carga estática es:

$$P_o = Ra_x = Rb_x = 0.0178 [kg]$$

La capacidad estática del rodamiento está dada por la ecuación (3.48)

$$C_o = f_s P_o$$

Conociendo:

$$f_s = 0.8$$

Solicitud normal

$$C_o = 0.8 * 0.0178 = 0.014 [kg]$$

La capacidad estática de este rodamiento es 200kg, por lo que la selección es correcta.

- SOLICITACIÓN DINÁMICA

Para calcular la carga se utiliza la ecuación (3.49) que se muestra a continuación

$$C = \frac{f_L}{f_N f_H} P$$

Conociendo previamente que:

$$P = R_A = R_B = 0.0178 \text{ [kg]}$$

- $f_L = 4$ *Motores electricos*
- $f_N = 0.635$ $n = 127 \text{ rpm.}$
- $f_H = 1$ *Para $T < 120^\circ$*

Por lo tanto reemplazando:

$$C = \frac{4}{0.635 * 1} * 0.0178 = 0.11 \text{ [kg]}$$

La capacidad dinámica es 360kg, así que la selección es correcta

3.12.4. RODAMIENTOS DEL EJE 3

Como se observa en la Figura 3-52 anteriormente, se colocan rodamientos en las secciones A y C, las componentes de estos apoyos son:

$$Ra_x = 5.72 \text{ [N]}$$

$$Ra_y = 9.13 \text{ [N]}$$

$$Rc_x = 1.09 \text{ [N]}$$

$$Rc_y = 1.74 \text{ [N]}$$

A continuación se calcula la resultante mediante la ecuación (3.47) que sigue:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

Por lo tanto:

$$R_A = \sqrt{Ra_x^2 + Ra_y^2} = 10.77 [N] = 1.09 [kg]$$

$$R_C = \sqrt{Rc_x^2 + Rc_y^2} = 2.05 [N] = 0.209 [kg]$$

Por facilidad de fabricación se selecciona el mismo rodamiento a los 2 extremos dimensionando el más crítico en este caso es el soporte A.

Para esto se selecciona rodamientos FAG.

- SOLICITACIÓN ESTÁTICA

Se selecciona un rodamiento FAG 6000, cuyo diámetro interno es 10mm., la carga estática es:

$$P_o = R_A = 1.09 [kg]$$

La capacidad estática del rodamiento está dada por la ecuación (3.48)

$$C_o = f_s P_o$$

Conociendo:

$$f_s = 0.8$$

Solicitud normal

$$C_o = 0.8 * 1.09 = 0.872 [kg]$$

La capacidad estática de este rodamiento es 200kg, por lo que la selección es correcta.

- SOLICITACIÓN DINÁMICA

Para calcular la carga se utiliza la ecuación (3.49) que se muestra a continuación

$$C = \frac{f_L}{f_N f_H} P$$

Conociendo previamente que:

$$P = R_A = 1.09 [kg]$$

- $f_L = 4$ Motores eléctricos
- $f_N = 0.635$ $n = 127 \text{ rpm}$.
- $f_H = 1$ Para $T < 120^\circ$

Por lo tanto reemplazando:

$$C = \frac{4}{0.635 * 1} * 1.09 = 6.86 [kg]$$

La capacidad dinámica es 360kg, así que la selección es correcta

3.12.5. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DE LOS EJES 5, 6, 9, 10

Estos ejes no soportan carga pero se selecciona rodamientos tipo 6000 por facilidad de mantenimiento de la máquina.

3.13. SELECCIÓN DE CHUMACERAS

Las chumaceras son colocadas en los ejes de transmisión 1 y 2 dado que los ejes son del mismo diámetro se seleccionan chumaceras tipo SUCP 204, el detalle de estas se encuentra en el Anexo VI.

3.14. CÁLCULO DE LAS COLUMNAS DE LA ESTRUCTURA

3.14.1. ANÁLISIS DE CARGAS

Dada la complejidad se procede a encontrar las diferentes cargas debido a la masa mediante el Software Inventor cuyos datos se muestran a continuación.

- CARGAS DEBIDO AL SISTEMA DE NUMERADO

Los datos de las masas y componentes se muestran en la Tabla 3-19 inmediatamente.

Tabla 3-19: Cargas Debido al Sistema Numerado

Elemento	Número [u]	Volumen [m ³]	Material	Masa unitaria[Kg]	Masa [Kg]
Base 1	1	8,42E-04	Acero	6,61	6,61
Base 2	1	8,41E-04	Acero	6,602	6,602
Soporte de rodamiento 1	2	2,09E-05	Acero	0,165	0,33
Soporte de rodamiento 2	4	2,08E-05	Acero	0,163	0,652
Rodamiento FAG 6000	12	2,34E-06	Acero	0,018	0,216
Eje 10	1	4,68E-05	Acero	0,367	0,367
Cilindro de tinta	1	4,75E-04	Caucho	0,442	0,442
Eje 9	1	4,68E-05	Acero	0,367	0,367
Cilindro de madera	1	4,75E-04	Madera	0,93	0,93
Engrane 3	2	2,24E-05	Acero	0,145	0,29
Eje 8	1	1,84E-04	Acero	1,44	1,44
Engrane 2	1	1,53E-04	Acero	1,19	1,19
Sujetador de numerador	1	2,78E-04	Acero	2,18	2,18
Numerador	1	1,41E-05	Acero	0,075	0,075
Catarina Z=25	1	3,59E-05	Acero	0,282	0,282
Catarina Z=10	1	1,45E-05	Acero	0,11	0,11
Cadena 2	1	3,59E-05	Acero	0,28	0,28
Eje 7	1	1,20E-04	Acero	0,94	0,94
Grapadora 2	2	8,46E-05	Acero	0,66	1,32
Grapadora 1	2	1,31E-05	Acero	0,103	0,206
Eje 6	1	1,12E-04	Acero	0,879	0,879
Engrane 1	2	1,83E-05	Acero	0,132	0,264
Catarina Z=16	3	46286,66	Acero	0,363	1,089
Eje 4	1	5,97E-05	Acero	0,469	0,469

Elemento	Número [u]	Volumen [m ³]	Material	Masa unitaria [Kg]	Masa [Kg]
Eje 5	1	4,44E-05	Acero	0,349	0,349
Mecanismo de arrastre	2	1,67E-04	Acero	1,312	2,624
Eje guía	9	4,44E-05	Acero	1,312	11,808
Cadena 1	1	4,52E-05	Acero	0,335	0,335
Tapa superior	1	8,66E-04	Acero	6,7	6,7
				TOTAL	49,346

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Por lo tanto según las especificaciones detalladas el peso total este lo expresamos en unidades de fuerza así:

$$P_1 = 49.346 * 9.8 = 483.59 [N]$$

Este se lo distribuye uniformemente en las 4 columnas de la estructura.

$$P_{T1} = 120.89 [N]$$

- CARGAS DEBIDO AL MOTOR

Los datos de masas y volúmenes se observan claramente en la Tabla 3-20 que sigue inmediatamente.

Tabla 3-20: Cargas Debido al Motor

Elemento	Número [u]	Volumen [m ³]	Material	Masa unitaria [Kg]	Masa [Kg]
Eje de transmisión 3	1	3,39E-05	Acero	0,266	0,266
Polea 6"	1	3,02E-04	Aluminio	0,819	0,819
Soporte de rodamiento 3	2	2,51E-05	Acero	0,197	0,394
				TOTAL	1,479

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Por lo tanto según las especificaciones detalladas el peso total este lo expresamos en unidades de fuerza así:

$$P_3 = 1.479 * 9.8 = 14.49 [N]$$

Este se lo distribuye uniformemente en las 4 columnas de la estructura.

$$P_{T3} = 3.62 [N]$$

- CARGAS DEBIDO AL EJE DE TRANSMISIÓN 2 Y AL EJE DE TRANSMISIÓN 1

Los datos de masas y volúmenes se observan claramente en la Tabla 3-21 que sigue inmediatamente.

Tabla 3-21: Cargas Debido al Eje de Transmisión 2 y al Eje de Transmisión 1

Elemento	Número [u]	Volumen [m ³]	Material	Masa unitaria[Kg]	Masa [Kg]
Eje de transmisión 1	1	9,52E-05	Acero	0,747	0,747
Eje de transmisión 2	1	9,52E-05	Acero	0,747	0,747
Polea 4"	2	1,38E-04	Aluminio	0,374	0,748
Polea 12"	2	2,75E-04	Aluminio	0,746	1,492
				TOTAL	2,987

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Por lo tanto según las especificaciones detalladas el peso total este lo expresamos en unidades de fuerza así:

$$P_4 = 2.987 * 9.8 = 29.27 [N]$$

Este se lo distribuye uniformemente en las 4 columnas de la estructura.

$$P_{T4} = 7.31 [N]$$

3.14.2. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA ESTRUCTURA

A continuación se muestra el Diagrama de Cuerpo Libre de la estructura en la Figura 3-92.

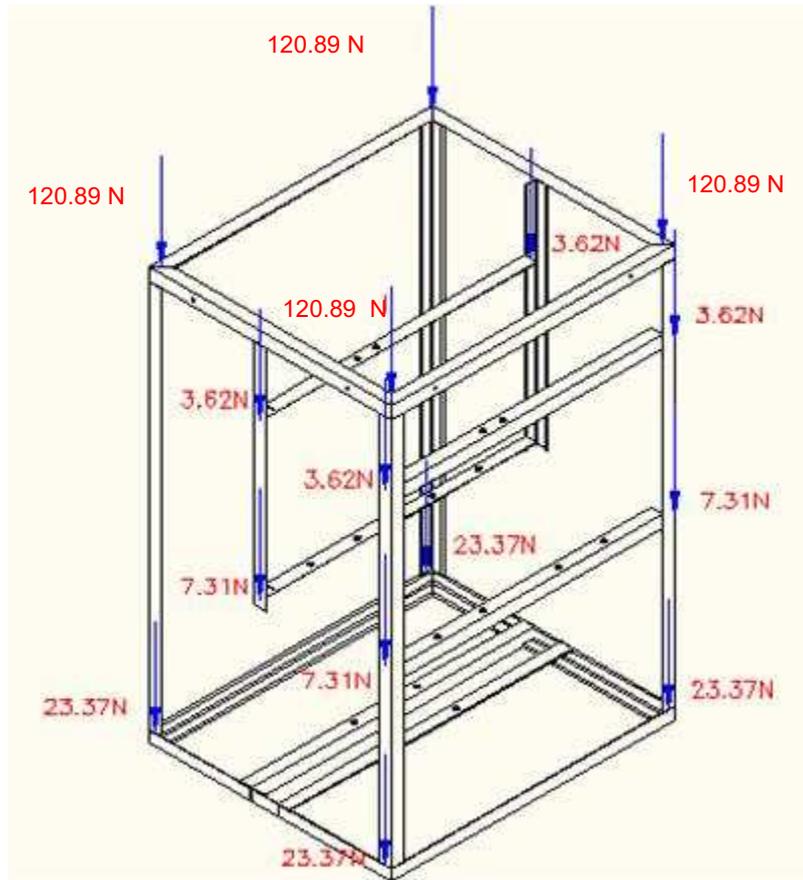


Figura 3-92: Diagrama de Cuerpo Libre de la Estructura

Fuente: Propia

3.14.3. CÁLCULO DE LAS COLUMNAS DE LA ESTRUCTURA

Dado que las solicitaciones son la misma basta hacer un solo análisis. El Diagrama de Cuerpo Libre que se observa en la Figura 3-93 no deja apreciar mejor este análisis.

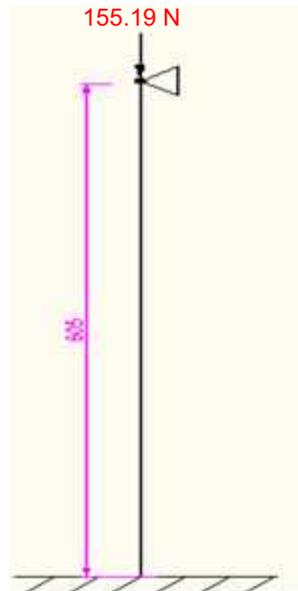


Figura 3-93: Diagrama de Cuerpo Libre de las Columnas de la Estructura

Fuente: Propia

Se selecciona un ángulo de 25x25x3 [mm].

A continuación se calcula el radio de giro mediante la Ecuación (3.50).

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Ec. (3.50)}^{34}$$

El momento de inercia se observa en el Anexo VI.

$$r = \sqrt{\frac{2.71 \times 10^{-8}}{2.14 \times 10^{-4}}} = 0.011 \text{ [m]}$$

³⁴ Timoshenko, Stephen P.; Resistencia de materiales; ESPASA-CALPE; Barcelona; 1955; Segunda Edición; página 765

Se calcula la relación de esbeltez y esbeltez crítica por medio de las ecuaciones (3.51) y (3.52) respectivamente.

$$R_c = \frac{kL}{r} \quad \text{Ec. (3.51)}^{35}$$

$$R_{ec} = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad \text{Ec. (3.52)}^{36}$$

Conociendo el valor de $k=0.699$ por ser Condición de viga empotrada, se procede al cálculo.

$$R_c = \frac{0.699 * 0.865}{0.011} = 54.9$$

Lo que sigue el cálculo de le esbeltez crítica.

$$R_{ec} = \sqrt{\frac{2\pi^2 * 29000}{36}} = 126$$

De los resultados se observa que $R_c < R_{ec}$ lo que nos indica que esta en la zona elástica.

A continuación se aplica la ecuación (3.53)

$$P_{cr} = \frac{2.046\pi^2 * E * I}{L^2} \quad \text{Ec. (3.53)}^{37}$$

$$P_{cr} = \frac{2.046\pi^2 * (1.99 \times 10^{11})}{(0.865)^2}$$

$$P_{cr} = 5.37 \times 10^{12} \text{ [N]}$$

³⁵ Timoshenko, Stephen P.; Resistencia de materiales; ESPASA-CALPE; Barcelona; 1955; Segunda Edición; página 765

³⁶ Timoshenko, Stephen P.; Resistencia de materiales; ESPASA-CALPE; Barcelona; 1955; Segunda Edición; página 787

³⁷ Timoshenko, Stephen P.; Resistencia de materiales; ESPASA-CALPE; Barcelona; 1955; Segunda Edición; página 763

$$P_{cr} = \frac{2.046\pi^2 * (1.99 \times 10^{11})}{(0.865)^2}$$

$$P_{cr} = 5.37 \times 10^{12} [N]$$

Como se observa la carga aplicada es mucho menor que la de límite de aplicación, por lo que se concluye que la columna está bien seleccionada.

Una vez concluido el diseño del prototipo a construirse, se elaboran los Planos e Conjunto y de Taller, los cuales están presentes en el ANEXO XI

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO

4.1. GENERALIDADES

Para poder llevar a cabo la construcción de la máquina, se recomienda tomar en cuenta ciertas consideraciones que debe cumplir el lugar de trabajo donde se realizará la construcción. El taller mecánico-industrial escogido debe contar con todos los equipos que requieran los operarios encargados de la fabricación de cada uno de los elementos que forman parte de la máquina.

Además se debe considerar que este lugar cuente con el recurso humano capacitado respectivamente, en tal virtud que puedan interpretar los planos de taller para llevar a cabo la construcción de la máquina colectora numeradora de papel continuo.

4.2. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

Para poder obtener un resultado tangible, debemos subdividir la construcción de la máquina colectora numeradora de papel continuo.

El actual proyecto se divide en cuatro sistemas los cuales en los diagramas de flujo

- Estructura Soporte de la Numeradora y Colectora de Papel Continuo
- Relación de Transmisión para la Numeradora y Colectora de Papel Continuo
- Sistema motriz de la Numeradora y Colectora de Papel Continuo

4.2.1. MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS

Para la construcción de los distintos sistemas de la Numeradora y Colectora de Papel Continuo es necesaria la utilización de distintos tipos de herramientas, maquinas herramientas e instrumentos de medición que se presentan a continuación en la Tabla 4-1, donde se denomina a cada uno de los instrumentos de trabajo utilizados con una identificación para facilitar la simplificación de los flujogramas utilizados en la construcción de los sistemas constituyentes de la máquina.

Tabla 4-1: Tipo y Designación de Máquinas Herramientas y Equipos

IDENTIFICACIÓN	HERRAMIENTAS	TIPO
T	Taladro Eléctrico	HERRAMIENTAS
	Sierra de Arco	
	Esmeril.	
	Limas	
	Machuelos	
	Llaves y Copas	
	Prensa.	
MI	Calibrador pie de rey	INSTRUMENTO DE MEDICIÓN
	Escuadra	
	Flexómetro	
	Regla metálica	
MT1	FRESADORA	MAQUINAS HERRAMIENTAS
MT2	TORNO	
MT3	ESMERIL	
MT4	CORTADORA	
MT5	AMOLADORA	
MT6	RECTIFICADORA	
MT7	TALADRO DE BANCO	
E1	EQUIPOS DE SUELDA ELÉCTRICA	
E2	EQUIPOS DE PINTURA	

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Además cabe mencionar los tipos de operaciones o procesos tecnológicos que intervendrán en la construcción de la máquina. Los mismos que se enlistan en la Tabla 4-2 que sigue inmediatamente.

Tabla 4-2: Tipos de Operaciones a Utilizarse

NÚMERO	OPERACIÓN
1	Corte de material
2	Esmerilado
3	Soldado
4	Taladrado
5	Torneado
6	Machuelado
7	Fresado
8	Rectificado
9	Pintado

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

4.2.2. ETAPAS DE CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

Para el proceso de fabricación de cualquiera de los elementos que constituyen el prototipo cumple con la siguiente secuencia:

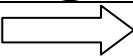
- Adquisición de la materia prima.
- Almacenamiento de la materia prima.
- Trazos sobre la materia prima.
- Ejecución de los procesos tecnológicos de fabricación de acuerdo a lo establecido en las hojas de proceso
- Eliminación de las virutas de los procesos tecnológicos de fabricación
- Verificación de dimensiones, perpendicularidad, paralelismo y estabilidad.
- Pintado de la superficies externas de la máquina en contacto con el ambiente.

Las hojas de procesos de los elementos a construirse se observan en el Anexo X.

4.3. DIAGRAMA DE FLUJO DE CONSTRUCCIÓN

El diagrama de flujo de construcción indica la secuencia de fabricación del sistema para lo cual es necesario utilizar la simbología empleada en las hojas de proceso que se ilustra en la Tabla 4-3.

Tabla 4-3: Simbología Utilizada en el Diagrama de Flujo

SÍMBOLO	DEFINICIÓN
	OPERACIÓN
	TRANSPORTE
	ESPERA
	INSPECCIÓN
	ALMACENAMIENTO

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

4.3.1. DIAGRAMA DE FLUJO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ESTRUCTURA DE SOPORTE NUMERADORA Y COLECTORA DE PAPEL CONTINUO

En la Figura 4-1 se observa el diagrama de flujo para la construcción de estructura de soporte numeradora y colectora de papel continuo.

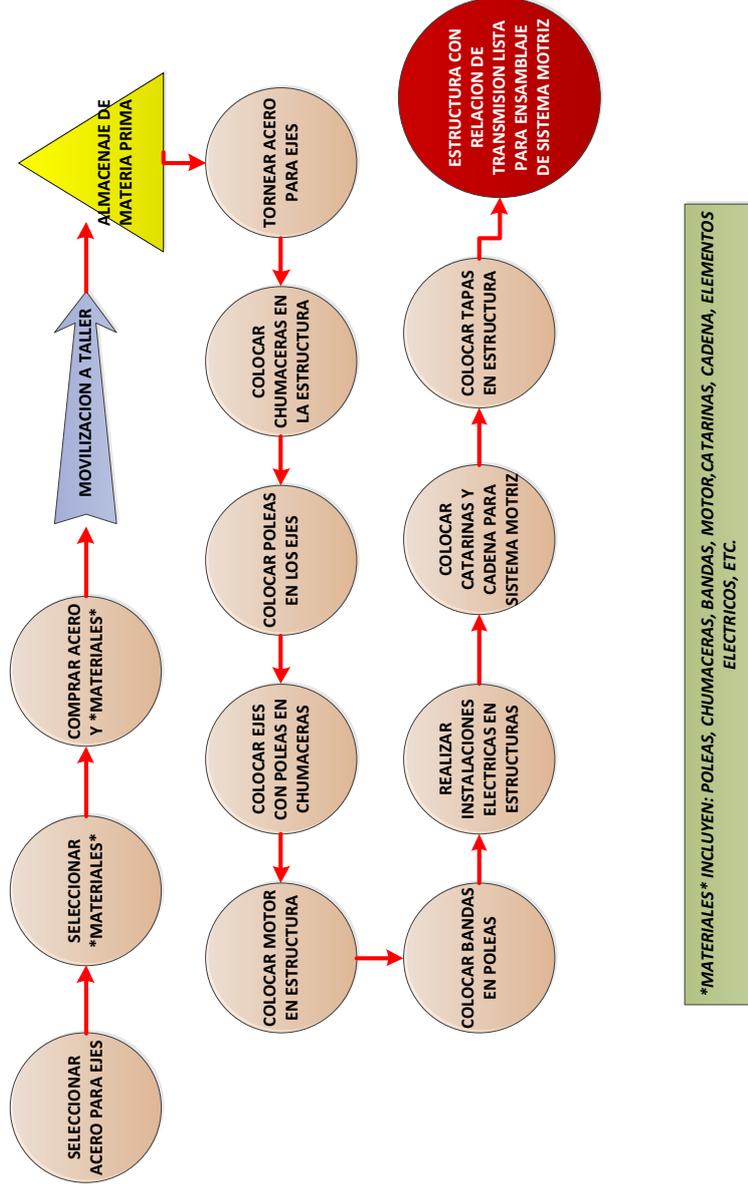


Figura 4-1: Diagrama de flujo para la construcción de estructura de soporte numeradora y colectora de papel continuo

Fuente: Propia

4.3.2. DIAGRAMA DE FLUJO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN PARA LA NUMERADORA Y COLECTORA DE PAPEL CONTINUO

En la Figura 4-2 se observa el diagrama de flujo para la construcción de relación de transmisión para la numeradora y colectora de papel continuo.

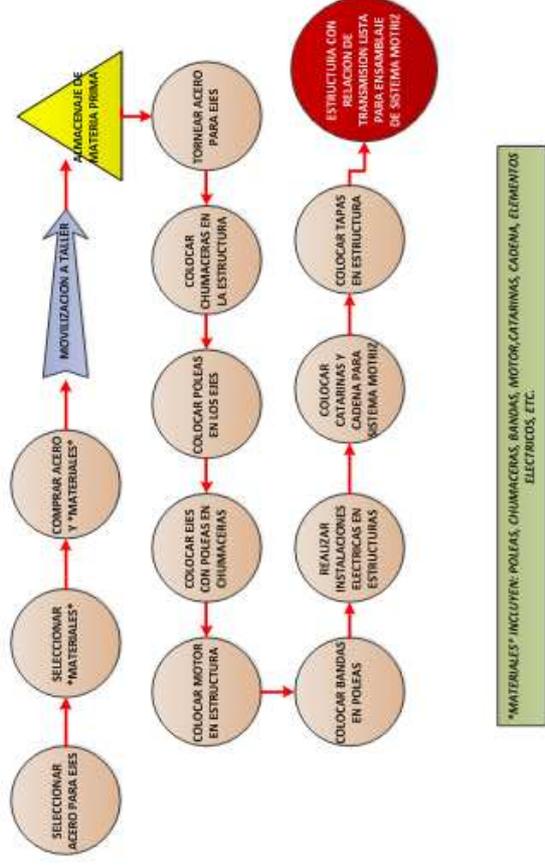


Figura 4-2: Diagrama de flujo para la construcción de Relación de Transmisión para la Numeradora y Colectora de Papel Continuo

Fuente: Propia

4.3.3. DIAGRAMA DE FLUJO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE SISTEMA MOTRIZ DE LA NUMERA Y COLECTORA DE PAPEL CONTINUO

En la Figura 4-3 se observa el diagrama de flujo para la construcción de sistema motriz de la numeradora y colectora de papel continuo.

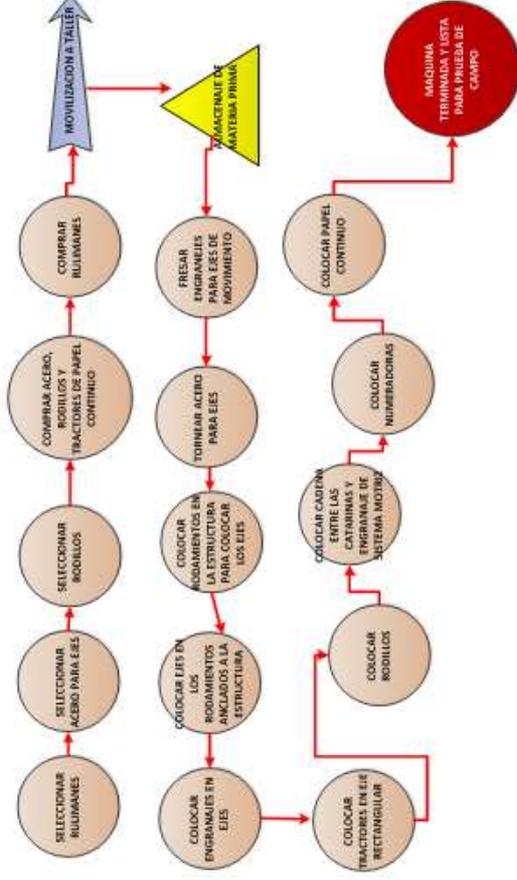


Figura 4-3: Diagrama de flujo para la construcción de sistema motriz de la numeradora y colectora de papel continuo

Fuente: Propia

4.4. PRUEBAS DE CAMPO

Para las pruebas de campo se aplica el pertinente formato del Protocolo de Pruebas establecido en el Anexo VII.

A continuación se presentan los resultados de las pruebas realizadas a la máquina colectora y numeradora de papel continuo, ver Tabla 4-4.

Tabla 4-4: Resultados de las Pruebas Realizadas

FORMATO DE PROTOCOLO DE PRUEBAS DE LA MÁQUINA				
EMPRESA	ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL			
AVALUADOR	Ing. Jaime Vargas T. Marco Díaz Sánchez Patricio Lalama Meléndez			
FECHA	1 de Abril 2012			
LUGAR	Publi-Sec Imprenta (Ambato)			
PRUEBA	RESULTADO REQUERIDO		RESULTADO OBTENIDO	
Dimensiones de Formato de Papel	Ancho Total	280mm	Ancho Total	281mm
	Alto Total	242mm	Alto Total	240mm
Cantidad de Papel hojas Numeradas	Formatos numerados	3000	Formatos numerados	3067
Tiempo de Numerado	Tiempo (min)	60	Tiempo (min)	60
Verificación de grapado	A tres Formatos	Excelente	A tres Formatos	Excelente

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

4.4.1. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se encuentra que existe una pequeña variación entre los resultados requeridos con los obtenidos; ya que el margen de error es mínimo, se considera que no afecta al desempeño de la Colectora Numeradora de Papel Continuo.

La mayor desviación se presenta en el valor de numeraciones por hora, y esto se justifica debido a la disponibilidad en el mercado de poleas de radio específico.

El tiempo en que la máquina tarda en numerar 3066 hojas es desde el diseño una consideración primaria, siendo así este valor fijo.

Los dos interruptores colocados uno a cada extremo facilitan la tarea del operario en el momento de manipular la máquina, específicamente en la colocación manual del papel a ser numerado.

CAPÍTULO V

ANÁLISIS DE COSTOS

El análisis de costos tiene por objetivo determinar la cantidad de recursos que se emplean para la realización del proyecto, para lo cual es necesario describir todos aquellos que se consideran costos directos e indirectos ya que del total de estos rubros se obtendrá el costo de la máquina colectora y numeradora de papel continuo.

5.1. COSTOS DIRECTOS

Los rubros a tomar en cuenta dentro de los costos directos son:

- Materiales directos
- Elementos Normalizados.
- Costo de Maquinado
- Costo de Montaje.

5.1.1. COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS

Es la materia prima que se emplea para construir los elementos constitutivos de la máquina a diseñar.

En la Tabla 5-1 esta detallado los materiales utilizados, cantidad y el costo que tiene cada uno de estos.

Tabla 5-1: Costo de Materiales Directos

MATERIAL	DIMENSIONES (mm)	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Angulo L	25 x 25 x 3 x 6000	1	46,00	46,00
Eje de Caucho	∅ 52 x 238 mm	1	0,75	0,75
Eje de Madera	∅ 52 x 238 mm	1	0,30	0,30
Eje de Transmisión AISI 1018	∅ 0.5 " x 1600 mm	1	15,21	15,21
Eje de Transmisión AISI 1018	∅ 1" x 2157 mm	1	27,39	27,39
Eje de Transmisión AISI 1018	∅ 1 $\frac{3}{4}$ " x 70	1	4,67	4,67
Placa Acero ASTM A - 36	2024 x 2024 x 20	1	156,09	156,90
Placa Acero ASTM A - 36	75 x 75 x 35	1	6,98	6,98
Plancha Acero ASTM A - 36	1200 x 2240 x 10	1	87,65	87,65
Plancha de Acero inoxidable 304	1000 x 100 x 4	1	76,90	76,90
Plancha de Acero inoxidable 304	6000 x 4000 x 1	1	187,90	187,90
Polea de Aluminio	∅ 6 " x 35 mm	1	15,00	15,00

MATERIAL	DIMENSIONES (mm)	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Polea de Aluminio	Ø 4 " x 35 mm	2	12,50	25,00
Polea de Aluminio	Ø 12 " x 40 mm	1	17,00	17,00
			Subtotal	670.65

Fuente: Dipac; Ivan Bohman

Elaboración: Propia

5.1.2. COSTO DE ELEMENTOS TERMINADOS

Son aquellos elementos que se encuentran disponibles en el mercado de libre comercialización en el mercado y sin alteración alguna para su uso

Los Costos de los elementos normalizados se indican en la Tabla 5-2.

Tabla 5-2: Costo de los Elementos Normalizados

ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Arandela de presión $\phi=4$	12	0,10	1,20
Arandela de presión $\phi=5$	22	0,13	2,86
Arandela de presión $\phi=8$	8	0,06	0,48
Arandela de presión $\phi=10$	8	0,10	0,80
Arandela plana $\phi=8$	4	0,10	0,40
Arandela plana $\phi=10$	8	0,11	0,88

ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Banda Trapezoidal	3	5,5	16,50
Cadena 1 # 41	1	6,72	6,72
Cadena 2 # 41	1	6,72	6,72
Chumacera $\phi=20$	4	2,50	10,00
Perno Allen M4x0.5 L=8	10	0,15	1,50
Perno Allen M4x0.5, L=10	26	0,17	4,42
Perno Allen M4x0.5 L=20	2	0,19	0,38
Perno Allen M4x0.5, L=25	4	0,20	0,80
Perno Allen M5x1, L=30	1	0,22	0,22
Perno Allen M5x1 L=35	22	0,23	5,06
Perno Hexagonal M8x1, L=15	8	0,18	1,44
Perno Hexagonal M10x1, L=15	8	0,20	1,60
Prisionero M4x=0.5 L=10	2	00,20	0,40
Prisionero M5x0.8, L=20	1	0,35	0,35
Prisionero M5x1, L=15	2	0,38	0,76
Prisionero M5x1, L=30	1	0,40	0,40
Prisionero M5x1, L=35	1	0,42	0,42
Prisionero M6x1, L=25	13	0,45	5,85
Prisionero M6x1, L=10	4	0,45	1,80
Prisionero M8x1, L=25	2	0,47	0,94
Rodamiento Radial FAG 6000	8	2,55	20,40
Rodamiento Radial FAG 6200	6	2,80	16,80
Tuerca M12x1.75	2	0,20	0,40

ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Tuerca M8x1	4	0,17	0,68
Tuerca M10x1	8	0,22	1,76
Subtotal			114.04

Fuente: Castillo Hermanos

Elaboración: Propia

5.1.3. COSTO DE MAQUINADO

Para determinar el costo del maquinado, se desglosó en el costo por máquina, este análisis se muestra en la Tabla 5-3.

Tabla 5-3: Costo por Maquinado

Operación	Tiempo	Costo (USD/h)	Costo total
Corte del material	3,50	5,00	17,50
Esmerilado	6,00	5,00	30,00
Soldadura SMAW	3,00	9,00	27,00
Taladrado	3,00	7,00	21,00
Torneado	53,50	11,4	609,90
Machuelado	2,0	7	14,00
Fresado	4,5	7,5	33,75
		TOTAL	753.15

Fuente: Taller de máquinas herramientas, cauchos Vikingo

Elaboración: Propia

5.2. COSTOS INDIRECTOS

Para este análisis se toma cuenta el costo de diseño, costos indirectos e imprevistos, el subtotal de estos costos se observa en la Tabla 5-4.

Tabla 5-4: Costos Indirectos

Descripción	Costo
Diseño	380.00
Materiales indirectos	55.00
Imprevistos	50.00
COSTO TOTAL	485.00

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

5.3. COSTO TOTAL

El resultado de costo total se muestra en la

Tabla 5-5: Costo Total de la máquina

Descripción	Costo
Costos directos	1537.84
Costos indirectos	485.00
COSTO TOTAL	2022.84 USD

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES

- El desarrollo del presente proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, es de gran aporte al desarrollo tecnológico del país específicamente en el sector gráfico, debido a que en el mercado nacional la gran mayoría de la maquinaria existente es proveniente de la importación dejando un margen muy corto al desarrollo local.
- En base a los resultados obtenidos en las pruebas realizadas a la maquina terminada se llega a la conclusión de que cumple satisfactoriamente con los requisitos expuestos previamente por Publi-Sec Imprenta, con un pequeño margen de error el cual no afecta a la capacidad de trabajo de la máquina.
- Debido a la simplicidad de diseño, se facilita el proceso de construcción y montaje, obteniéndose la materia prima en su total disponibilidad en el mercado.
- La elaboración de este proyecto ayuda a la motivación emprendedora de los sectores gráficos, ya que se pueden satisfacer las necesidades tecnológicas que estos requieren, abriendo camino a un desarrollo más programado y controlado.

- La fase de diseño y construcción permite determinar que tan factible es realizar el procedimiento propuesto, para un montaje sin complicaciones de los diferentes sistemas que constituyen la máquina, redireccionando el diseño de la máquina si se encuentran inconveniente.
- Al realizarse el estudio previo al desarrollo de este proyecto se fue posible determinar las condiciones a las que estará sometida la máquina para su normal funcionamiento, la cual permitirá obtener facilidades para ingresar al mercado industrial, optimizando todos los recursos necesarios en la fase de diseño.
- La máquina presentada por las características que reúne, le permite obtener una participación en el mercado nacional con alta competitividad frente a máquinas similares de procedencia extranjera.
- El desarrollo de este proyecto ayudó a sus integrantes reforzar los criterios de diseño y mejorar consideraciones de construcciones y montaje, etc, debido a la falta de experiencia en la parte práctica.
- En la elaboración de un proyecto es conveniente realizar una serie de ensayos y prácticas a los materiales a emplear, puesto que así se asegura que estos cumplan con las características y requerimientos del diseño.

6.2. RECOMENDACIONES

- La máquina debe ser factible de realizarse mantenimiento en todos sus sistemas empleados con el fin de alargar su vida útil.
- Para garantizar un buen funcionamiento de la máquina es importante disponer de los materiales específicos, puesto que de no ser así, puede causar problemas a corto o largo plazo en el funcionamiento de la misma.
- La máquina debe cumplir con todos los elementos mínimos de seguridad, puesto que está orientada a ser manipulada directamente por el operario.
- Debido a que la máquina utiliza energía eléctrica para su utilización o funcionamiento, es necesario instalarla en un lugar que tenga disponibilidad de esta fuente de energía, y de preferencia ensamblada para evitar des calibraciones a futuro.
- Es importante que la máquina cumpla con las especificaciones de acabado superficial y de tolerancias, para llevar a cabo un proceso de montaje eficaz.

BIBLIOGRAFÍA

- ORLOV P; Ingeniería De Diseño; segunda edición; editorial MIR; Moscú; 1985.
- SHIGLEY J; Diseño en Ingeniería Mecánica; 5ta edición; editorial McGraw-Hill; México; 1995.
- LEYENSETTER; Tecnología de los Oficios Metalúrgicos; editorial Reverté; Barcelona, 1979.
- SHIGLEY-MISCHKE; Diseño en Ingeniería Mecánica; 5ª Ed; Editorial Mc Graw-Hill; México; 1989.
- GTZ; Tablas de la Industria Metalúrgica; ; Reverté; Alemania.
- GEERE James; Resistencia de Materiales; International Thomson Editores; España-Madrid; 2002 ; página 765.
- INEN; Código de Dibujo Técnico Mecánico; Quito; 1981.
- ESREF Isik; Some Engineering Properties of Soybean Grains; Uludag University; Turkey; 2003; Pág. 2.
- VARGAS, J; Guía de los Fundamentos de Dibujo Industrial; 2004.

ANEXO I

MODELO DE ENCUESTA

INSTRUCCIONES:

Marque con una "x" la respuesta de su preferencia. (Una sola por pregunta)

Se sugiere contestar con honestidad las preguntas formuladas.

Nombre o Razón Social: _____

1. ¿Cuenta usted con una máquina colectoras y numeradora de papel continuo?

Si

No

2. ¿Cómo denominaría usted su capacidad de trabajo con papel continuo de acuerdo a sus ingresos totales?

Pequeña

Mediana

Grande

3. ¿De los trabajos de papel continuo que usted receipta, que porcentaje los realiza en maquinaria de su propiedad?

- Todos
- Algunos
- Ninguno

4. ¿Qué tipo máquina usted adquiriría para mejorar la productividad de su empresa?

- Colectora de papel continuo
- Numeradora de papel continuo
- Colectora y Numeradora de papel continuo

5. ¿Está dispuesto a invertir en una máquina de fabricación nacional que mejore su producción de trabajos en papel continuo?

Si

No

6. ¿Cuál es la capacidad mínima requerida de la máquina?

- 2000 numeraciones/hora
- 3000 numeraciones /hora
- 4000 numeraciones /hora

Otra capacidad: _____

7. ¿Qué características considera importantes en la máquina de su elección?

- Marca
- Precio
- Facilidad de Operar
- Tamaño
- Servicio Postventa

¿Por qué?: _____

8. ¿Qué suministro de red de energía eléctrica dispone en su imprenta?

- 110 V
- 220 V

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

ANEXO II

CONCLUSIONES DE LA ENCUESTA

PREGUNTA 1

¿Cuenta usted con una máquina colectora y numeradora de papel continuo?

Si

No



Del análisis de esta pregunta se desprende que el 65% de los encuestados no cuentan con una máquina que cumpla las funciones simultáneas de coleccionar y numerar formas de papel continuo, por lo que se determina que existe una oportunidad latente de llenar ese vacío.

PREGUNTA 2

¿Cómo denominaría usted su capacidad de trabajo con papel continuo de acuerdo a sus ingresos totales?

Pequeña Mediana Grande



El 60% de indagados estima que su capacidad de trabajo por tareas relacionadas con papel continuo es pequeña, esto se debe principalmente a que no cuentan con las herramientas suficientes para desempeñar de manera óptima su labor siendo la salida más frecuente el rechazo a obras de este tipo, mientras que el 27% considera como mediano su desempeño en actividades con formas continuas, en tanto que el restante 13% aprecia que su ocupación por similares trabajos es grande.

PREGUNTA 3

¿De los trabajos de papel continuo que usted receipta, que porcentaje los realiza en maquinaria de su propiedad?

Todos Algunos Ninguno 

Los resultados de esta interrogante reflejan que tan solo el 10% posee la infraestructura, maquinaria y personal para la realización de todos los trabajos, en tanto que el 65% no efectúa en sus instalaciones trabajos de esta índole mientras que el 25% realiza algunos.

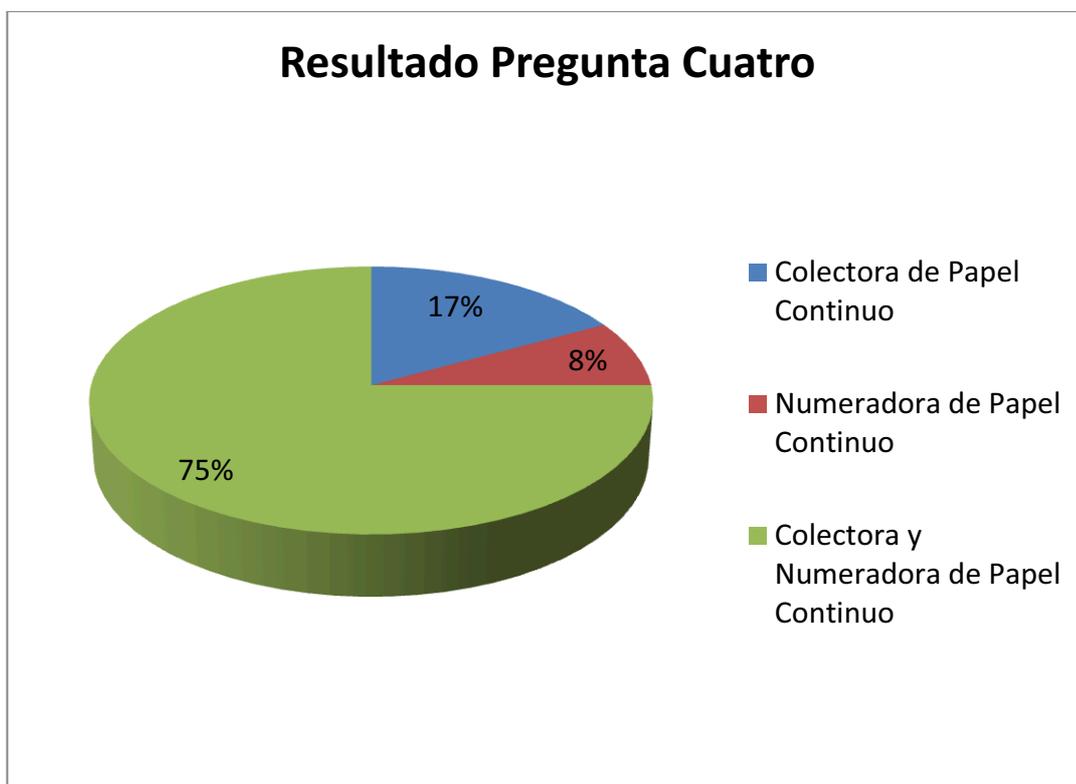
PREGUNTA 4

¿Qué tipo de máquina usted adquiriría para mejorar la productividad de su empresa?

Colectora de papel continuo

Numeradora de papel continuo

Colectora y Numeradora de papel continuo



Los valores obtenidos demuestran que el 75% de las personas que respondieron, estarían dispuestos a invertir en la Colectora y Numeradora de papel continuo frente a las otras dos alternativas ya que se considera una maquina completa.

PREGUNTA 5

¿Está dispuesto a invertir en una máquina de fabricación nacional que mejore su producción de trabajos en papel continuo?

Si No 

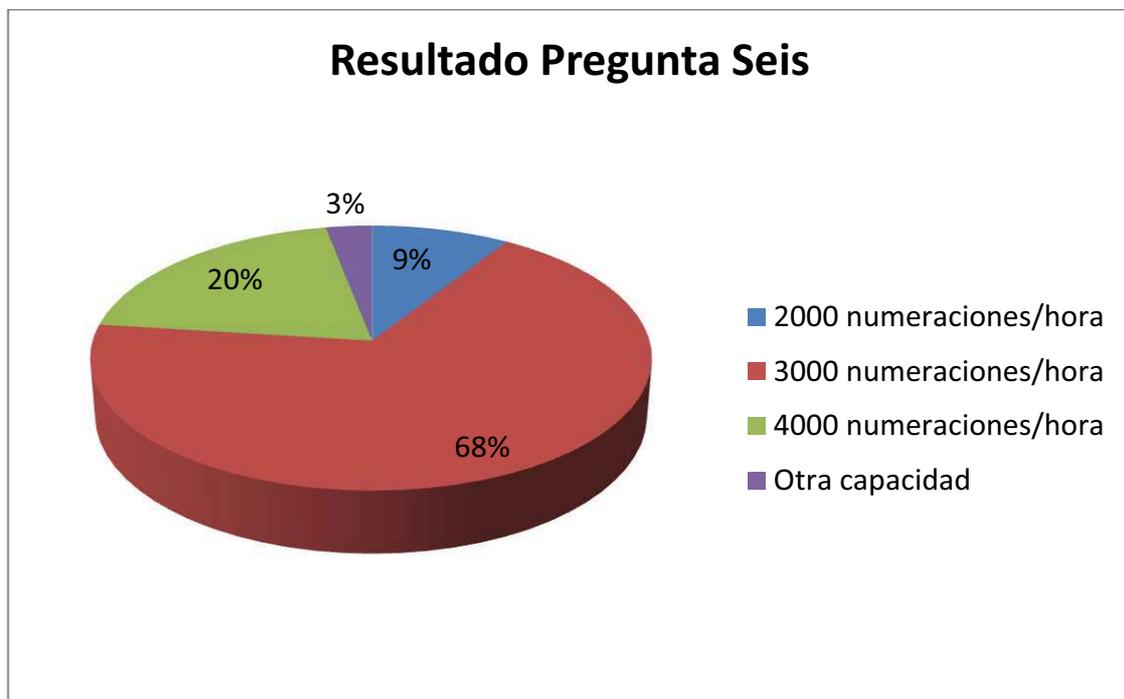
La diferencia entre los valores obtenidos es abismal, obviamente debido al repunte que está teniendo la industria nacional, frente a los monopolios existentes hasta hace poco en el país, que hasta la fecha se dedican a importar maquinaria fabricada en su totalidad en el extranjero, sin dejar un espacio definido para el productor local.

PREGUNTA 6

¿Cuál es la capacidad mínima requerida de la máquina?

- 2000 numeraciones/hora
- 3000 numeraciones /hora
- 4000 numeraciones /hora

Otra capacidad: _____



El 68% de los encuestados desean como capacidad mínima 3000 numeraciones por hora, ya que esto facilita la adquisición de papel continuo sin impresión y el posterior embalaje.

PREGUNTA 7

¿Qué características considera importantes en la máquina de su elección?

Marca	<input type="checkbox"/>
Precio	<input type="checkbox"/>
Facilidad de Operar	<input type="checkbox"/>
Tamaño	<input type="checkbox"/>
Servicio Postventa	<input type="checkbox"/>

¿Por qué?: _____



Los encuestados dividen su preferencia mayoritariamente en: Precio (36%), Facilidad de operación (23%) y Servicio Post Venta (20%). Razón por la cual el prototipo debe presentar un bajo costo al consumidor, seguimiento al correcto funcionamiento y facilidad de aprendizaje de operación.

PREGUNTA 8

¿Qué suministro de red de energía eléctrica dispone en su imprenta?

110 V

220 V



Ampliamente los pequeños y medianos productores eligieron una red doméstica de 110V. Por ser la más común y la que representa un costo menor de instalación y manutención.

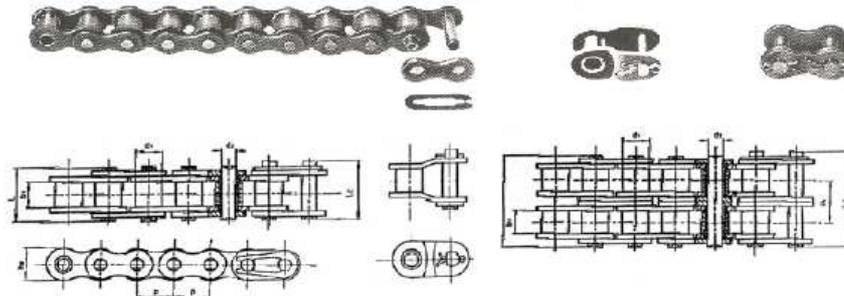
ANEXO III

CADENAS ANSI # 41



ROLLER CHAINS ANSI B29. 1-1975

Rollenketten DIN 8188
 Chaines à rouleaux ISO/R606
 Cadenas de rodillos ISO/R606



Chain		Pitch	width between inner plates		Roller diameter	Pin diameter	Pin length		Transverse pitch	Breaking load	weight								
Rollenketten		Teilung	Innere Breite		Roller Ø	Bolzen Ø	Bolzenlänge		Minutenabstand	Bruchlast	Gewicht								
Chaines		Pas	Largeur entre plaques intérieures		Diamètre du rouleau	Longueur de l'axe	Longueur de l'axe		Ecarte-axes transversal	Charge de rupture	Poids								
Cadenas		Paso	Ancho entre placas interiores		Díametro del rodillo	Díametro del perno	Longitud del perno		Pico transversal	Carga de ruptura	Peso								
ANSI N°.	DIN ISO No.	P		W max		R max		D max		L max		C		min		max		Lb/lb	Kg/m
		in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	Lg	Kg				
25		3/4	6.25	0.125	3.18	0.130	3.30	0.091	2.31	0.339	8.50			900	459	0.09	0.14		
35		3/4	6.25	0.188	4.78	0.200	5.08	0.141	3.59	0.510	12.06			2420	1100	0.22	0.33		
40	08A	1/2	12.70	0.313	7.95	0.312	7.92	0.150	3.97	0.691	17.40			4290	1950	0.41	0.62		
41	08S	1/2	12.70	0.251	6.38	0.306	7.77	0.141	3.59	0.507	14.40			2840	1200	0.27	0.41		
50	10A	5/8	15.875	0.375	9.53	0.400	10.16	0.200	5.09	0.859	21.75			7040	3200	0.71	1.08		
60	12A	3/4	19.05	0.500	12.70	0.496	11.91	0.234	5.98	0.959	26.80			9980	4400	1.01	1.50		
80	16A	1	25.40	0.625	15.88	0.625	16.07	0.312	7.94	1.300	36.30			16500	7500	1.61	2.50		
100	20A	1 1/4	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	1.689	43.16			26300	11900	2.55	3.80		
120	24A	1 1/2	38.40	1.000	25.40	0.875	22.22	0.437	11.11	2.122	53.90			36300	16500	3.78	5.60		
140	28A	1 3/4	44.45	1.000	25.40	1	25.40	0.500	12.71	2.303	58.50			46100	20900	5.10	7.60		
160	32A	2	50.80	1.250	31.75	1.125	28.57	0.562	14.29	2.742	69.06			56400	27000	6.38	9.50		
200	40A	2 1/2	63.50	1.500	38.10	1.500	39.67	0.781	19.85	3.588	86.30			99300	45000	11.02	16.40		
25-2		3/4	6.35	0.125	3.18	0.130	3.30	0.091	2.31	0.691	15.00	0.252	6.40	1750	800	0.19	0.28		
35-2		3/4	6.25	0.188	4.78	0.200	5.08	0.141	3.59	0.907	23.05	0.369	10.10	3970	1800	0.42	0.64		
40-2	08A-2	1/2	12.70	0.313	7.95	0.312	7.92	0.150	3.97	1.254	30.85	0.567	14.40	7050	3200	0.80	1.20		
50-2	10A-2	5/8	15.875	0.375	9.53	0.400	10.16	0.200	5.09	1.598	31.85	0.713	18.10	10700	4950	1.38	2.02		
60-2	12A-2	3/4	19.05	0.500	12.70	0.496	11.91	0.234	5.98	1.907	40.70	0.898	22.80	15600	7090	2.02	3.00		
80-2	16A-2	1	25.40	0.625	15.88	0.625	16.07	0.312	7.94	2.543	64.00	1.154	29.30	27300	12400	3.39	5.02		
100-2	20A-2	1 1/4	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	3.138	78.09	1.409	38.80	41000	18600	5.12	7.64		
120-2	24A-2	1 1/2	38.40	1.000	25.40	0.875	22.22	0.437	11.11	3.903	98.30	1.767	45.40	62900	27000	7.38	10.98		
140-2	28A-2	1 3/4	44.45	1.000	25.40	1	25.40	0.500	12.71	4.228	107.40	1.925	48.90	80700	36000	9.30	13.92		
160-2	32A-2	2	50.80	1.250	31.75	1.125	28.57	0.562	14.29	5.045	128.15	2.303	58.50	104000	47000	12.58	18.72		
200-2	40A-2	2 1/2	63.50	1.500	38.10	1.500	39.67	0.781	19.85	6.217	157.80	2.919	71.60	164000	74400	21.40	31.84		

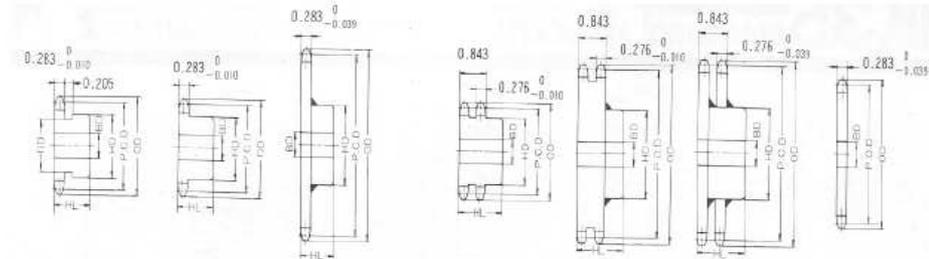
Fuente: Ivan Bohman

ANEXO IV

CATARINAS Nk-47



NK 40 ANSI(ASA) STANDAR SPORCKETS



No. of Teeth	Pitch Dia. (P.C.D.)	Outside Dia. (O.D.)	SINGLE B TYPE				Approx. Weight (kg)	Mild steel	SINGLE B TYPE E				Approx. Weight (kg)	Mild steel	No. of Teeth
			Bore (O.D.)	HD	HL	HL			Bore (O.D.)	HD	HL	HL			
9	1.462	1.67	0.35	0.63	*1.102	0.866	0.11	0.51	0.63	1.102	1.378	0.25	0.35	0.05	9
10	1.618	1.84	0.39	0.71	*1.260	0.866	0.14	0.55	0.63	1.181	1.378	0.30	0.39	0.05	10
11	1.775	2.00	0.43	0.79	*1.417	0.866	0.19	0.55	0.79	1.378	1.378	0.34	0.43	0.09	11
12	1.932	2.17	0.43	0.87	*1.575	0.866	0.22	0.55	0.87	1.535	1.378	0.40	0.43	0.10	12
13	2.089	2.33	0.55	0.79	1.457	0.866	0.23	0.55	0.98	1.693	1.378	0.47	0.55	0.12	13
14	2.247	2.49	0.55	0.98	1.654	0.866	0.28	0.55	1.10	1.850	1.378	0.55	0.55	0.14	14
15	2.405	2.65	0.55	1.10	1.811	0.866	0.34	0.55	1.18	1.969	1.378	0.65	0.55	0.16	15
16	2.563	2.81	0.55	1.18	1.969	0.866	0.40	0.55	1.26	2.128	1.378	0.75	0.55	0.18	16
17	2.721	2.98	0.55	1.26	2.128	0.866	0.46	0.55	1.50	2.323	1.378	0.85	0.55	0.20	17
18	2.879	3.14	0.55	1.38	2.244	0.866	0.51	0.55	1.65	2.480	1.378	0.94	0.55	0.23	18
19	3.038	3.30	0.55	1.57	2.441	0.866	0.59	0.55	1.77	2.638	1.575	1.30	0.55	0.26	19
20	3.196	3.46	0.59	1.77	2.638	0.984	0.76	0.55	1.77	2.638	1.575	1.30	0.59	0.29	20
21	3.355	3.62	0.59	1.89	2.795	0.984	0.85	0.55	1.77	2.677	1.575	1.30	0.59	0.30	21
22	3.513	3.78	0.59	2.01	2.963	0.984	0.95	0.55	1.89	2.835	1.575	1.54	0.59	0.35	22
23	3.672	3.94	0.59	2.01	3.031	0.984	1.00	0.55	2.01	2.992	1.575	1.64	0.59	0.38	23
24	3.831	4.10	0.59	1.65	2.480	0.984	0.84	0.55	2.17	3.150	1.575	1.80	0.59	0.40	24
25	3.989	4.26	0.59	1.65	2.480	0.984	0.88	0.71	2.24	3.307	1.575	2.00	0.59	0.45	25
26	4.148	4.42	0.59	1.65	2.480	0.984	0.92	0.71	2.36	3.465	1.575	2.20	0.59	0.49	26
27	4.307	4.57	0.59	1.65	2.480	0.984	0.96	0.71	2.36	3.622	1.575	2.30	0.59	0.50	27
28	4.466	4.74	0.59	1.65	2.480	0.984	1.00	0.71	2.60	3.780	1.575	2.50	0.59	0.56	28
29	4.624	4.88	0.59	1.65	2.480	0.984	1.00	0.71	2.60	3.937	1.575	2.80	0.59	0.60	29
30	4.783	5.06	0.59	1.65	2.480	0.984	1.10	0.71	2.60	3.937	1.575	2.80	0.59	0.63	30
31	4.942	5.20	0.59	1.77	2.677	1.102	1.20	0.91	2.60	3.937	1.969	3.05	0.59	0.65	31
32	5.101	5.38	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30	0.91	2.60	3.937	1.969	3.10	0.59	0.70	32
33	5.260	5.51	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30	0.91	2.60	3.937	1.969	3.10	0.59	0.75	33
34	5.419	5.67	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30	0.91	2.60	3.937	1.969	3.10	0.59	0.80	34
35	5.578	5.86	0.59	1.77	2.677	1.102	1.40	0.91	2.60	3.937	1.969	3.10	0.59	0.85	35
36	5.737	6.02	0.87	1.77	2.677	1.102	1.50	0.91	2.60	3.937	1.969	3.30	0.71	0.90	36
37	5.896	6.18	0.87	1.77	2.677	1.102	1.55	0.91	2.60	3.937	1.969	3.30	0.71	0.99	37
38	6.055	6.34	0.87	1.77	2.677	1.102	1.60	0.91	2.60	3.937	1.969	3.50	0.71	1.00	38
39	6.214	6.50	0.87	1.77	2.677	1.102	1.65	0.91	2.60	3.937	1.969	3.50	0.71	1.15	39
40	6.373	6.65	0.87	1.77	2.677	1.102	1.70	0.91	2.60	3.937	1.969	3.60	0.71	1.20	40
41	6.532	6.81	0.71	1.89	2.874	1.260	2.00	0.91	2.48	3.661	1.969	4.00	0.71	1.20	41
42	6.691	6.97	0.71	1.89	2.874	1.260	2.05	0.91	2.48	3.661	1.969	4.00	0.71	1.25	42
43	6.850	7.13	0.71	1.89	2.874	1.260	2.10	0.91	2.48	3.661	1.969	5.50	0.71	1.30	43
44	7.009	7.29	0.71	1.89	2.874	1.260	2.17	0.91	2.48	3.661	1.969	6.70	0.71	1.35	44
45	7.168	7.45	0.71	1.89	2.874	1.260	2.25	0.91	2.48	3.661	1.969	4.00	0.71	1.40	45
48	7.645	7.93	0.71	1.89	2.874	1.260	2.45	0.91	2.48	3.661	1.969	5.00	0.71	1.63	48
50	7.963	8.23	0.71	1.89	2.874	1.260	2.60	0.91	2.48	3.661	1.969	5.50	0.71	1.80	50
54	8.599	8.89	0.71	1.89	2.874	1.260	2.90	0.91	2.48	3.661	1.969	6.80	0.71	2.00	54
60	9.554	9.84	0.71	1.89	2.874	1.260	3.40	0.91	2.48	3.661	1.969	6.70	0.71	2.60	60
65	10.349	10.63	0.79	2.17	3.268	1.260	4.10	0.91	2.48	3.661	1.969	10020	0.79	2.90	65
70	11.145	11.43	0.79	2.17	3.268	1.260	4.57	0.91	2.48	3.661	1.969	11.50	0.79	3.50	70
72	11.463	11.75	0.79	2.17	3.268	1.260	4.80	0.91	2.48	3.661	1.969	11.50	0.79	3.70	72
75	11.940	12.24	0.79	2.17	3.268	1.260	5.10	0.91	2.48	3.661	1.969	11.50	0.79	4.00	75
80	12.736	13.03	0.79	2.36	3.465	1.378	5.90	0.91	2.48	3.661	1.969	11.50	0.79	4.60	80
84	13.372	13.67	0.79	2.36	3.465	1.378	6.40	0.91	2.48	3.661	1.969	11.50	0.79	5.10	84
85	13.531	13.82	0.79	2.36	3.465	1.378	6.50	0.91	2.48	3.661	1.969	11.50	0.79	5.20	85
90	14.327	14.61	0.79	2.36	3.465	1.378	7.15	0.91	2.48	3.661	1.969	11.50	0.79	5.80	90
92	14.645	14.92	0.79	2.36	3.465	1.378	7.40	0.91	2.48	3.661	1.969	11.50	0.79	6.10	92
95	15.122	15.44	0.79	2.36	3.465	1.378	7.80	0.91	2.48	3.661	1.969	11.50	0.79	6.50	95
96	15.282	15.52	0.79	2.36	3.465	1.378	8.00	0.91	2.48	3.661	1.969	11.50	0.79	6.60	96

Fuente: Ivan Bohman

ANEXO V

BANDAS V TIPO 43

MEDIDAS DISPONIBLES EN PULGADAS

TIPO A			TIPO B				TIPO C	
REFERENCIA			REFERENCIA				REFERENCIA	
A-20	A-50	A-80	B-30	B-60	B-90	B-158	C-60	
A-21	A-51	A-81	B-31	B-61	B-91	B-162	C-68	
A-22	A-52	A-82	B-32	B-62	B-92	B-173	C-75	
A-23	A-53	A-83	B-33	B-63	B-93	B-180	C-78	
A-24	A-54	A-84	B-34	B-64	B-94	B-195	C-80	
A-25	A-55	A-85	B-35	B-65	B-95	B-240	C-90	
A-26	A-56	A-86	B-36	B-66	B-96		C-95	
A-27	A-57	A-87	B-37	B-67	B-97		C-96	
A-28	A-58	A-88	B-38	B-68	B-98		C-100	
A-29	A-59	A-90	B-39	B-69	B-100		C-105	
A-30	A-60	A-91	B-40	B-70	B-102		C108	
A-31	A-61	A-93	B-41	B-71	B-103		C-112	
A-32	A-62	A-96	B-42	B-72	B-105		C-120	
A-33	A-63	A-97	B-43	B-73	B-107		C-128	
A-34	A-64	A-100	B-44	B-74	B-108		C-135	
A-35	A-65	A-105	B-45	B-75	B-110		C-136	
A-36	A-66	A-112	B-46	B-76	B-112		C-144	
A-37	A-67	A-120	B-47	B-77	B-114		C-150	
A-38	A-68		B-48	B-78	B-118		C-162	
A-39	A-69		B-49	B-79	B-120		C-173	
A-40	A-70		B-50	B-80	B-124		C-180	
A-41	A-71		B-51	B-81	B-128		C-190	
A-42	A-72		B-52	B-82	B-130		C195	
A-43	A-73		B-53	B-83	B-132		C-210	
A-44	A-74		B-54	B-84	B-134		C-225	
A-45	A-75		B-55	B-85	B-136		C-240	
A-46	A-76		B-56	B-86	B-140		C-255	
A-47	A-77		B-57	B-87	B-142		C-280	
A-48	A-78		B-58	B-88	B-144			
A-49	A-79		B-59	B-89	B-150			

DIAMETRO DE POLEAS RECOMENDABLE

TIPO BANDA	DIÁMETRO PRIMITIVO STANDART	DIÁMETRO PRIMITIVO MÍNIMO	
A	95 mm	65 mm	<p>AL UTILIZAR POLEAS DE DIAMETRO PEQUEÑOS, SE ACORTA LA VIDA DE LA BANDA, POR QUE NO SOLO HACE QUE LA BANDA SUFRA UN EXCESO DE ESFUERZO CUANDO FLEXIONA, SINO QUE PRODUCE UN DECRECIMIENTO EN LA TRANSMISIÓN DE FUERZAS.</p> <p>ES ESENCIAL QUE LA BANDA NO CORRA SOBRE POLEAS CUYOS DIAMETROS ESTEN POR DEBAJO DE LOS RECOMENDADOS PARA CADA TIPO DE SECCION COMO SE INDICA EN LA TABLA;</p>
B	145 mm	115 mm	
C	225 mm	175 mm	

IVAN BOHMAN C.A.

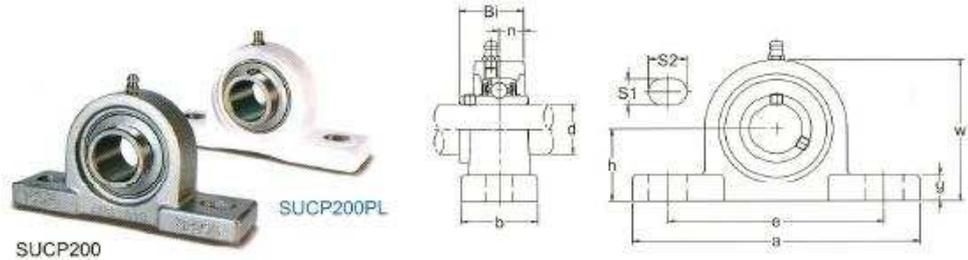
Fuente: Ivan Bohman

ANEXO VI

CHUMACERAS SVCP 204



KDF STAINLESS STEEL BEARING UNITS



Unit No.	Shaft Dia. d (mm)	Dimensions (mm)										Bolt Used	Bearing No.	Housing No.	
		h	a	e	b	s ₂	s ₁	g	w	Bi	n				
SUCP 201	12													SUC 201	
201-8	12.7 (½)	30.2	127	85	38	19	13	12	60	31.0	12.7	M10	SUC 201-8	SP 204	
202	15	1 ⅜	5	3 ⅜	1 ½	¾	½	1 ⅞	2 ⅜	1.2205	0.6000	(W ⅜)	202	P204PL	
202-10	15.875 (⅝)												202-10		
203	17												203		
SUCP 204	20												SUC 204	SP 204	
204-12	19.05 (¾)	1 ⅞	5	3 ⅜	1 ½	¾	½	1 ⅞	2 ⅞	1.2205	0.6000	(W ⅜)	204-12	P204PL	
SUCP 205	25												SUC 205	SP 205	
205-16	25.4 (1)	1 ⅞	5 ½	4 ½	1 ½	¾	½	1 ⅞	2 ⅞	1.3386	0.6630	(W ⅜)	205-16	P205PL	
SUCP 206	30												SUC 206	SP 206	
206-18	28.575 (1 ⅛)	1 ⅞	6 ½	4 ¾	1 ½	¾	½	1 ⅞	3 ⅞	1.5000	0.6260	(W ⅜)	206-18	P206PL	
SUCP 207	35												SUC 207	SP 207	
207-20	31.75 (1 ¼)	1 ⅞	6 ⅞	5	1 ½	¾	½	1 ⅞	3 ⅞	1.6890	0.6890	(W ½)	207-20	P207PL	
SUCP 208	40												SUC 208	SP 208	
208-24	38.1 (1 ½)	1 ⅞	7 ¼	5 ⅞	2 ⅞	¾	½	1 ⅞	3 ⅞	1.9370	0.7480	(W ½)	208-24	P208PL	
SUCP 209	45												SUC 209	SP 209	
209-28	44.45 (1 ¾)	2 ⅞	7 ⅞	5 ¾	2 ⅞	¾	½	1 ⅞	4 ⅞	1.8370	0.7480	(W ½)	209-28	P209PL	
SUCP 210	50												SUC 210	SP 210	
210-30	47.625 (1 ⅞)	2 ⅞	8 ⅞	6 ¼	2 ⅞	¾	½	1 ⅞	4 ⅞	2.0315	0.7480	(W ⅝)	210-30	P210PL	
SUCP 211	55												SUC 211	SP 211	
211-32	50.8 (2)	2 ½	8 ⅞	6 ⅞	2 ⅞	¾	½	1 ⅞	4 ⅞	2.1890	0.8740	(W ⅝)	211-32	P211PL	

unit=0.001mm

TOLERANCE OF INNER RING 内径公差									
Nominal Bore Diameter d(mm)	over	incl	Bore Diameter		Width of Inner Ring B ₁		Radial Run-Out		
			Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	
10	18		+18	0	+22	-4	0	-120	15
18	30		+21	0	+25	-4	0	-120	18
30	50		+30	0	+30	-5	0	-120	20

unit=0.001mm

TOLERANCE OF HOUSING 轴座公差				
Housing No. SP · SF · SFL	SP		SF	SFL
	h	e	z	
201-205	±150	±500	±500	
206-209	±150	±600	±500	
210	±200	±800	±800	

Fuente: Ivan Bohman

ANEXO VII

PROTOCOLO DE PRUEBAS

FORMATO DE PROTOCOLO DE PRUEBAS DE LA MÁQUINA				
EMPRESA	ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL			
AVALUADOR				
FECHA				
LUGAR				
PRUEBA	RESULTADO REQUERIDO		RESULTADO OBTENIDO	
Dimensiones de Formato de Papel	Ancho Total		Ancho Total	
	Alto Total		Alto Total	
Cantidad de Papel hojas Numeradas	Formatos numerados		Formatos numerados	
Tiempo de Numerado	Tiempo (min)		Tiempo (min)	
Verificación de grapado	A tres Formatos		A tres Formatos	

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

ANEXO VIII

ACERO INOXIDABLE

Tipo de estructura	Tipo de Compresión	Descripción de acuerdo a AS*	Descripción de acuerdo a AISI**	Descripción de acuerdo a DIN***	COMPOSICIÓN QUÍMICA %					
					C	Si max	Mn	P max	S max	N ₂
Auténtico	17 Cr-5Ni-7Mo	SUS 201	201		0.15 max	1.00	5.50 - 7.50	0.06	0.030	3.50 - 5.5
	18 Cr-6Ni-10Mo	SUS 202	202		0.15 max	1.00	7.50 - 10.00	0.06	0.030	4.00 - 6.00
	17Cr-7Ni	SUS 301	301	4310	0.15 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	6.00 - 8.00
	18Cr-8Ni-8grnC	SUS 302	302	4350	0.15 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	8.00 - 10.00
	18Cr-8Ni	SUS 304	304	4301	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	8.00 - 10.50
	18Cr-8Ni-extra-low-C	SUS 304 L	304L	4306	0.030 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	9.00 - 13.00
	18Cr-12Ni	SUS 305	305	3055	0.12 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	10.50 - 13.00
	20Cr-12Ni	SUS 309 S	309 S	4045	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	12.00 - 15.00
	25Cr-20Ni	SUS 310 S	310 S		0.08 max	1.50	2.00 - max	0.04	0.030	16.00 - 22.00
	18Cr-12Ni-2.5Mo	SUS 316	316	4401	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	10.00 - 14.00
	18Cr-12Ni-2.5Mo-extra-low-C	SUS 316 L	316 L	4404	0.030 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	12.00 - 15.00
	18Cr-12Ni-2Mo-3Cu	SUS 316 J1		4505	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.010	10.00 - 14.00
	18Cr-13Ni-3.5Mo	SUS 317	317	4402	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	15.00 - 15.00
	18Cr-13Ni-3.5Mo-extra-low-C	SUS 317 L	317 L		0.030 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	11.00 - 15.00
	18Cr-8Ni-Ti	SUS 321	321	4541	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	9.00 - 13.00
18Cr-8Ni-Nb	SUS 347	347	4550	0.08 max	1.00	2.00 - max	0.04	0.030	9.00 - 13.00	
Fornio	13Cr-Ni	SUS 405	405	4002	0.08 max	1.00	1.00 max	0.04	0.030	0.60 max
	18Cr	SUS 409	409	4009	0.10 max	1.00	1.00 max	0.04	0.030	
	18Cr	SUS 430	430	4016	0.12 max	0.75	1.00 max	0.04	0.030	0.60 max
	18Cr-Mo	SUS 434	434	4113	0.12 max	1.00	1.00 max	0.04	0.030	
Materiales	13Cr-low S	SUS 403	403	4024	0.15 max	0.50	1.00 max	0.04	0.030	0.60 max
	13Cr	SUS 410	410	4020	0.15 max	1.00	1.00 max	0.04	0.030	0.60 max
	13Cr-high C	SUS 420 J2	420	4021	0.28 - 0.40	1.00	1.00 max	0.04	0.030	
	18Cr-high C	SUS 440 A	440 A		0.60 - 0.75	1.00	1.00 max	0.04	0.030	
Enducido por precipitación	17Cr-7Ni-1Al	SUS 631	631		0.08 max	1.00	1.00 max	0.04	0.030	6.50 - 7.75

Fuente: Ivan Bohman

ANEXO IX

FOTOGRAFÍAS



Pruebas de Campo realizadas con el Director del Proyecto,

Fuente: Propia



Maquinado de los elementos de máquina

Fuente: Propia



Maquinado de los elementos de máquina

Fuente: Propia

ANEXO X

HOJAS DE PROCESOS

ANEXO XI

PLANOS