

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE ASERRADO Y LIJADO PARA LA PRODUCCIÓN DE MUEBLES DE MADERA.

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

XAVIER LEONARDO AUCAY VELÁSQUEZ

xavier_xlav@hotmail.com

EDISON SAÚL MENA CAMPAÑA

edisonmena2910@hotmail.com

DIRECTOR: ING. JAIME RAÚL VARGAS TIPANTA

jaime.vargas@epn.edu.ec

Quito, Julio 2013

DECLARACIÓN

Nosotros XAVIER LEONARDO AUCAY VELÁSQUEZ Y EDISON SAÚL MENA CAMPAÑA, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

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

XAVIER AUCAY

EDISON MENA

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por el Sr. XAVIER LEONARDO AUCAY VELÁSQUEZ y el Sr. EDISON SAÚL MENA CAMPAÑA, bajo nuestra supervisión.

Ing. Jaime Vargas

DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Jorge Escobar

CODIRECTOR

DEDICATORIA

A Dios mi padre bondadoso, por ser mi confidente y mejor amigo; porque me diste la oportunidad de disfrutar de la hermosura de la vida y de tener unos maravillosos padres los cuales cada día con su esfuerzo y sacrificio me han apoyado para terminar con éxito mi carrera.

A mí amada madre; Mariana Aucay; por darme la vida, quererme mucho, por creer y confiar en mí, porque siempre me apoyaste; por ser el pilar fundamental que me sostiene, el apoyo incondicional y el consejo sabio y oportuno.

A mi amado hijo; Daniel Aucay; por quién cada día me esfuerzo más en busca de un mejor futuro, a él mi esperanza, mi alegría, mi vida y la culminación de este proyecto.

Xavier Leonardo

A Dios, por acompañarme y no desampararme en toda mi existencia y a lo largo de la carrera, brindándome día a día una vida llena de aprendizaje, experiencias y sobre todo de sus oportunidades.

A mis padres; Elvia Campaña y César Mena; por darme la vida, brindándome apoyo incondicional, confianza absoluta, por la educación y los valores que me inculcaron para llegar a ser una mejor persona.

A mis hermanos; César, Verónica, Henry y Fernando, por darme los consejos y brindarme todo el apoyo en las buenas y malas.

A mi amor; por estar siempre en los momentos tristes e importantes de mi vida estudiantil, guiándome en mi carrera y ser la fuerza para lograr mi meta.

Edison Saúl

AGRADECIMIENTOS

En forma especial agradezco a nuestro distinguido director de Tesis Ingeniero Jaime Vargas; por su paciencia, enseñanza y dirección en la elaboración del presente proyecto.

A la mamá de mi hijo; Fernanda Cevallos; por su apoyo y por cuidar con amor y dedicación a mi hijo Daniel.

A mi familia; quienes me han apoyado durante toda mi vida estudiantil y en especial a Manuel Arévalo por su apoyo incondicional en todo momento.

Xavier Leonardo

A mis maestros: Ingeniero Jaime Vargas; por su amistad, enseñanza y motivación para la culminación de nuestros estudios profesionales; al Ingeniero Jorge Escobar; por su amistad y colaboración en la realización de este proyecto.

A mi familia Elvia y César, mis padres por guiarme cada día y apoyarme en todas mis decisiones estando conmigo en todo momento, por sus grandes valores que me han permitido ser cada día una mejor persona; a mis hermanos César, Verónica y Henry; a mi cuñado Fernando por brindarme su paciencia;

A mis amigos; Xavier compañero de proyecto de titulación, Diego, Darío, Andrés, John, Santiago y Vinicio por todos los buenos y malos momentos compartidos

A mi flaquita Diana porque a pesar de las adversidades y momentos malos, me brindo su tiempo y amor para darme fuerza y seguir adelante.

Edison Saúl

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	IX
ÍNDICE DE FOTOGRAFÍAS.....	XI
ÍNDICE DE ANEXOS.....	XII
ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL	1
CAPÍTULO 1	1
GENERALIDADES.....	1
1.1 OBJETIVOS.....	1
1.1.1 OBJETIVO GENERAL.....	1
1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	1
1.2 ALCANCE.....	1
1.3 JUSTIFICACIÓN.....	2
CAPÍTULO 2	3
MADERA, PROCESOS Y MAQUINARIA.....	3
2.1 LA MADERA	3
2.1.2 LA MADERA EN EL ECUADOR	3
2.2 PROPIEDADES DE LA MADERA	4
2.2.2 ANISOTROPÍA.	5
2.2.3 RESISTENCIA.	5
2.2.4 FLEXIBILIDAD.	5
2.2.5 DUREZA.	5
2.2.6 PESO ESPECÍFICO O DENSIDAD.	6
2.2.7 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA.	6
2.3 ASERRADO.....	6
2.4 MAQUINAS DE ASERRAR.....	7
2.4.2 FUNCIONAMIENTO BÁSICO DE LAS MAQUINAS DE ASERRAR.....	7
2.4.3 CLASIFICACIÓN	7
2.5 LIJADO	9

2.6	MÁQUINAS DE LIJAR	10
2.6.2	FUNCIONAMIENTO BÁSICO DE LAS MAQUINAS DE LIJAR	10
2.6.3	CLASIFICACIÓN	10
CAPÍTULO 3		16
PARÁMETROS DE DISEÑO		16
3.1	PARÁMETROS FUNCIONALES DE DISEÑO	16
3.1.2	ANÁLISIS ERGONÓMICO.....	16
3.1.3	TIPOS DE MADERAS A TRABAJAR.....	16
3.1.4	REQUERIMIENTO DIMENSIONALES DE LA MÁQUINA.....	17
3.1.5	TIEMPO DIARIO DE UTILIZACIÓN	18
3.1.6	ACABADO SUPERFICIAL DE LA MADERA	18
3.2	MATERIALES DISPONIBLES	19
3.3	BAJO COSTO	19
3.4	FACILIDAD DE MONTAJE Y DESMONTAJE	19
3.5	FACTOR DE SEGURIDAD	19
3.6	TIPO DE RED DE ENERGÍA DISPONIBLE	20
CAPÍTULO 4		21
ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS		21
4.1	ESTRUCTURA FUNCIONAL.....	21
4.1.2	ESTRUCTURA FUNCIONAL.....	21
4.2	SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	24
4.2.2	MÓDULO 1: PROCESO DE ASERRADO	25
4.2.3	MÓDULO 2: proceso de lijado.....	26
4.2.4	TRANSMISIÓN DE potencia.	28
4.2.5	MÓDULO 4: BASTIDOR.....	30
4.3	EVALUACIÓN DE SOLUCIONES	33
4.3.2	SISTEMA DE ASERRADO.....	34
4.3.3	SISTEMA DE LIJADO.....	37
4.4	PROTOCOLO DE PRUEBAS	50
4.4.2	CORTE PARA DIFERENTES MADERAS	50
4.4.3	CORTE DE DIFERENTES ESPESORES.....	50

4.4.4	DISTANCIA DE LIJADO PARA LOS CANTOS.....	51
4.4.5	TIEMPO DE CORTE Y LIJADO.....	51
4.5	FORMATO PARA EL PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	51
CAPÍTULO 5		52
DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL PROTOTIPO.....		52
5.1	CÁLCULO DE LA FUERZA DE CORTE.....	52
5.1.2	Selección de la sierra.....	52
5.1.3	FUERZA DE CORTE Y FUERZA ESPECÍFICA DE CORTE.....	53
5.1.4	FUERZA DE CORTE NECESARIA EN LA SIERRA	53
5.2	CÁLCULO DE LA POTENCIA.....	57
5.2.2	CÁLCULO DE LA POTENCIA PARA LA SIERRA.....	57
5.2.3	CÁLCULO DE LA POTENCIA PARA EL LIJADO CON LOS RODILLOS	58
5.2.4	CÁLCULO DE LA POTENCIA PARA EL LIJADO CON LOS DISCOS	60
5.3	DISEÑO DE ELEMENTOS A CONSTRUIRSE PARA EL PROTOTIPO	63
5.3.2	DISEÑO DE LOS RODILLOS.....	63
5.3.3	Diseño del eje para el rodillo superior	70
5.3.4	Diseño del eje para el rodillo inferior.....	88
5.3.5	DISEÑO DEL EJE DE LOS DISCOS.	104
5.3.6	DISEÑO DEL EJE DE LA SIERRA.....	121
5.3.7	DISEÑO DEL EJE PARA LOS ENGRANAJES.	141
5.3.8	DISEÑO DE LA LENGÜETA PARA EL EJE DE LOS DISCOS.	156
5.3.9	DISEÑO DE LOS DISCOS de lijado.	159
5.3.10	DISEÑO DE RESORTES DE COMPRESIÓN.	161
5.3.11	Diseño del tornillo de potencia.	170
5.3.12	DISEÑO DE LOS ENGRANAJES CÓNICOS RECTOS.	182
5.3.13	DISEÑO DEL ÉMBOLO.....	200
5.3.14	DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO GUÍA PARA EL ÉMBOLO.	202
5.3.15	DISEÑO DE SOPORTE PARA TORNILLO DE POTENCIA.	204
5.3.16	DISEÑO DE VOLANTE.....	207
5.4	SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	211
5.4.2	RODAMIENTOS Y SOPORTES.	211

5.4.3	SELECCIÓN DE BANDAS Y POLEAS.....	224
5.5	DISEÑO DEL BASTIDOR.....	239
CAPÍTULO 6		241
PROCESO CONSTRUCTIVO Y MONTAJE DEL SISTEMA.....		241
6.1	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.....	241
6.2	EQUIPOS Y HERRAMIENTAS	242
6.3	MATERIA PRIMA.....	244
6.4	ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	245
6.5	INSUMOS.....	246
6.6	ELEMENTOS A CONSTRUIR.....	246
6.7	MONTAJE DEL PROTOTIPO.....	249
6.7.1	MONTAJE DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN.....	249
6.7.2	MONTAJE DEL SISTEMA DE CORTE.....	249
6.7.3	MONTAJE DEL SISTEMA DE LIJADO DE CANTOS	250
6.7.4	MONTAJE DEL SISTEMA DE LIJADO DEL PLANO INFERIOR.....	250
6.7.5	MONTAJE DE LA MESA DE MESA DE TRABAJO	250
6.7.6	MONTAJE DEL SISTEMA DE LIJADO PLANO SUPERIOR.....	251
6.7.7	MONTAJE DE ACCESORIOS.....	251
6.8	PRUEBAS DE CAMPO	252
CAPÍTULO 7		255
ANÁLISIS DE COSTOS.....		255
7.1	ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS.....	255
7.1.2	COSTOS DE MATERIA PRIMA.....	255
7.1.3	COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	257
7.1.4	COSTOS DE MAQUINADO.....	257
7.1.5	COSTOS DE MONTAJE	258
7.1.6	COSTO DIRECTO TOTAL.....	259
7.2	ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS	259
7.2.1	COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS	259
7.2.2	COSTOS DE INGENIERÍA	260
7.2.4	COSTOS TOTALES INDIRECTOS.....	261

7.3	COSTOS TOTALES.....	262
CAPÍTULO 8		263
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		263
8.1	CONCLUSIONES.	263
8.2	RECOMENDACIONES.....	265
ANEXOS.		270
ANEXO A. FORMATO DE PROTOCOLO DE PRUEBAS		271
ANEXO B. HOJAS DE PROCESOS		273
ANEXO C. PLANOS DE CONSTRUCCIÓN DEL PROYECTO		274

ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura 2.1 Tendencia a nivel nacional del volumen, superficies y programas autorizados para 2007 – 2010.....	4
Figura 4.1 Función global del sistema.....	21
Figura 4.2 Modos de operación	22
Figura 4.3 Función del aserrado	22
Figura 4.4 Subfunciones del aserrado	23
Figura 4.5 Función del lijado	23
Figura 4.6 Subfunciones del lijado	24
Figura 4.7 Matriz Morfológica.....	49
Figura 5.1 Disco de sierra.....	52
Figura 5.2 Ángulo de contacto de la sierra de disco.....	55
Figura 5.3 Vista lateral de los rodillos de lijado	58
Figura 5.4 Vista frontal de los rodillos de lijado	58
Figura 5.5 Diagrama de cuerpo libre del rodillo inferior	59
Figura 5.6 Vista lateral y frontal de los discos de lijado	61
Figura 5.7 Diagrama de cuerpo libre del disco de lijado.....	61
Figura 5.8 Diagrama de cuerpo libre del rodillo.....	63
Figura 5.9 Diagrama cuerpo libre del rodillo en el plano Y-Z.....	64
Figura 5.10 Diagrama de cortante para el rodillo en el plano Y-Z.....	64
Figura 5.11 Diagrama de momento flector para el rodillo en el plano Y-Z.....	65
Figura 5.12 Diagrama de cuerpo libre para el rodillo en el plano X-Z.....	65
Figura 5.13 Diagrama de fuerza cortante para el rodillo en el plano X-Z.....	66
Figura 5.14 Diagrama de momento flector para el rodillo en el plano X-Z.....	66
Figura 5.15 Diagrama de cuerpo libre del eje para el rodillo superior.....	70
Figura 5.16 Diagrama de cuerpo libre del eje del rodillo superior en el plano Y-Z.....	72
Figura 5.17 Diagrama de cortante del rodillo superior en el plano Y-Z.....	73
Figura 5.18 Diagrama de momento del eje del rodillo superior en el plano Y-Z.....	74
Figura 5.19 Diagrama de cuerpo libre del eje del rodillo superior en el plano X-Z.....	74
Figura 5.20 Diagrama de cortante del eje del rodillo superior en el plano X-Z.....	75
Figura 5.21 Diagrama de momento del eje del rodillo superior en el plano X-Z.....	75
Figura 5.22 Deflexión del eje del rodillo superior en el plano Y-Z.....	84
Figura 5.23 Deflexiones del eje del rodillo superior en el plano X-Z.....	84

Figura 5.24 Deflexión del eje del rodillo superior.....	86
Figura 5.25 Diagrama de cuerpo libre del eje del rodillo inferior.....	88
Figura 5.26 Diagrama de cuerpo libre del eje del rodillo inferior en el plano Y-Z.....	90
Figura 5.27 Diagrama de cortante del eje del rodillo inferior en el plano Y-Z.	91
Figura 5.28 Diagrama de momento del eje del rodillo inferior en el plano Y-Z.....	91
Figura 5.29 Diagrama de cuerpo libre para el eje del rodillo inferior, plano X-Z.	91
Figura 5.30 Diagrama de cortante para el eje del rodillo inferior en el plano X-Z.	92
Figura 5.31 Diagrama de momento flector del eje del rodillo inferior en el plano X-Z.	93
Figura 5.32 Deflexión del eje del rodillo inferior en el plano Y-Z.....	101
Figura 5.33 Deflexiones del eje del rodillo inferior en el plano X-Z.....	101
Figura 5.34 Deflexión del eje del rodillo inferior debido al peso de sus componentes. ...	103
Figura 5.35 Diagrama de cuerpo libre del eje de los discos.	104
Figura 5.36 Diagrama de cuerpo libre del eje de los discos en el plano Y-Z.	106
Figura 5.37 Diagrama de cortante del eje de los discos en el plano Y-Z.....	107
Figura 5.38 Diagrama de momento flector del eje de los discos en el plano Y-Z.	108
Figura 5.39 Diagrama de cuerpo libre del eje de los discos en el plano X-Z.	108
Figura 5.40 Diagrama de cortante del eje de los discos en el plano X-Z.....	109
Figura 5.41 Diagrama de momento flector del eje de los discos en el plano X-Z.	109
Figura 5.42 Deflexión del eje de los discos en el plano Y-Z.....	117
Figura 5.43 Deflexiones del eje de los discos en el plano X-Z.....	117
Figura 5.44 Deflexión del eje de los discos debido al peso sus componentes.....	120
Figura 5.45 Diagrama de cuerpo libre del eje de la sierra.	121
Figura 5.46 Punto de aplicación de la fuerza de corte en el aserrado.....	122
Figura 5.47 Ángulos en el diente de la sierra de disco normalizada.....	123
Figura 5.48 Dirección de la fuerza de corte en el aserrado.....	123
Figura 5.49 Diagrama de cuerpo libre del eje de la sierra en el plano Y-Z.	126
Figura 5.50 Diagrama de cortante del eje de la sierra en el plano Y-Z.....	127
Figura 5.51 Diagrama de momento flector del eje de la sierra en el plano Y-Z.	127
Figura 5.52 Diagrama de cuerpo libre del eje de la sierra en el plano X-Z.	128
Figura 5.53 Diagrama de cortante del eje de la sierra en el plano X-Z.....	129
Figura 5.54 Diagrama de momento flector del eje de la sierra en el plano X-Z.	129
Figura 5.55 Deflexión del eje de la sierra en el plano Y-Z.....	137
Figura 5.56 Deflexión en el eje de la sierra en el plano X-Z.....	137

Figura 5.57 Deflexión del eje debido a los elementos acoplados	139
Figura 5.58 Diagrama de cuerpo libre del eje para los engranajes.....	141
Figura 5.59 Diagrama de cuerpo libre del eje para engranajes en el plano Y-Z.	142
Figura 5.60 Diagrama de cortante para el eje de los engranajes en el plano Y-Z.	143
Figura 5.61 Diagrama de momento para el eje de los engranajes en el plano Y-Z.	143
Figura 5.62 Diagrama de cuerpo libre del eje de los engranajes en el plano X-Z.....	144
Figura 5.63 Diagrama de cortante del eje de los engranajes en el plano X-Z.	145
Figura 5.64 Diagrama de momento del eje de los engranajes en el plano X-Z.....	145
Figura 5.65 Deflexión del eje de los engranajes en el plano Y-Z.....	154
Figura 5.66 Deflexiones del eje de los engranajes en el plano X-Z.....	154
Figura 5.67 Diagrama de cuerpo libre de la lengüeta.....	156
Figura 5.68 Diagrama de cuerpo libre de los discos.....	159
Figura 5.69 Diagrama de cuerpo libre del tornillo de potencia.....	170
Figura 5.70 Fuerzas entre dientes de engranajes cónicos	186
Figura 5.71 Diagrama de cuerpo libre del émbolo.....	200
Figura 5.72 Mecanismo de elevación del tablero o mesa.....	203
Figura 5.73 Diagrama de cuerpo libre del soporte	204
Figura 5.74 Diagrama de cuerpo libre del volante.....	207
Figura 5.75 Rodamiento de bolas de una hilera.....	213
Figura 5.76 Rodamiento para el eje del rodillo inferior	215
Figura 5.77 Soporte de rodamiento.....	216
Figura 5.78 Rodamiento para el eje de los discos.....	219
Figura 5.79 Soporte para rodamiento del eje de los discos.....	220
Figura 5.80 Rodamiento para eje de la sierra	222
Figura 5.81 Soporte de rodamiento para el eje de la sierra.....	223
Figura 5.82 Factores de servicio	225
Figura 5.83 Selección del tipo y sección de la banda.....	226
Figura 5.84 Dimensiones de la sección del tipo de banda y diámetro primitivos mínimos de las poleas.	226
Figura 5.85 Aplicación de cargas a la estructura.....	239
Figura 5.86 Simulación de cargas.....	240
Figura 5.87 Visualización del bastidor.....	240
Figura 6.1 Diagrama de bloques del proceso de construcción.....	241

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 3.1 Dimensiones de maderas.....	18
Tabla 5.1 Características de la sierra de disco.....	53
Tabla 5.2 Propiedades y dimensiones del rodillo	67
Tabla 5.3 Propiedades y dimensiones del eje para el rodillo superior	76
Tabla 5.4 Datos de los elementos montados sobre el eje del rodillo superior.	87
Tabla 5.5 Propiedades y características del material para el eje del rodillo inferior.....	93
Tabla 5.6 Datos para el cálculo de la velocidad crítica del eje del rodillo inferior.....	103
Tabla 5.7 Propiedades y características del material para el eje de los discos.	110
Tabla 5.8 Datos para el cálculo de la velocidad crítica del eje de los discos	120
Tabla 5.9 Propiedades y características del material para el eje de la sierra	130
Tabla 5.10 Datos para el cálculo de la velocidad crítica del eje de la sierra.	140
Tabla 5.11 Propiedades y características del eje de los engranajes	146
Tabla 5.12 Datos para el diseño de la lengüeta.	156
Tabla 5.13 Datos para el diseño de los discos.	159
Tabla 5.14 Datos para el diseño de los resortes helicoidales de compresión.....	161
Tabla 5.15 Peso de los componentes del tablero.....	171
Tabla 5.16 Datos para el diseño del tornillo de potencia.	172
Tabla 5.17 Tabla de resultados.....	181
Tabla 5.18 Datos para el diseño de los engranajes cónicos.....	182
Tabla 5.19 Resultados de cargas y esfuerzos en los engranajes cónicos.....	199
Tabla 5.20 Datos para el diseño del émbolo	200
Tabla 5.21 Datos dimensionales del cilindro guía del émbolo	203
Tabla 5.22 Datos del soporte del tornillo de potencia.....	204
Tabla 5.23 Propiedades y características del material para el volante	207
Tabla 5.24 Dimensiones del rodamiento para el eje del rodillo superior.....	213
Tabla 5.25 Dimensiones del rodamiento para el eje del rodillo inferior.....	216
Tabla 5.26 Dimensiones del soporte de rodamiento para el eje del rodillo inferior	217
Tabla 5.27 Dimensiones de los rodamientos para el eje de los discos.....	219
Tabla 5.28 Dimensiones del soporte para los rodamientos del eje de los discos.	220
Tabla 5.29 Dimensiones del rodamiento para el eje de la sierra.	223

Tabla 5.30 Dimensiones del soporte para rodamiento del eje de la sierra	224
Tabla 5.31 Datos para la selección de bandas para transmitir la potencia al eje de la sierra.	224
Tabla 5.32 Datos para la selección de bandas para transmitir la potencia al eje de los discos.	229
Tabla 5.33 Datos para la selección de bandas para la transmisión de potencia al eje del rodillo superior.	232
Tabla 5.34 Datos para la selección de bandas para la transmisión de potencia al eje del rodillo inferior.	235
Tabla 6.1 Equipos a utilizar en la construcción.	242
Tabla 6.2 Herramientas a utilizar en la construcción.	243
Tabla 6.3 Instrumentos de medida a utilizar en la construcción.	243
Tabla 6.4 Materia prima a ser utilizada.	244
Tabla 6.5 Elementos normalizados seleccionados.	245
Tabla 6.6 Insumos para utilizar en la construcción.	246
Tabla 6.7 Elementos a construirse.	247
Tabla 7.1 Costos de materia prima	256
Tabla 7.2 Costos elementos normalizados	257
Tabla 7.3 Costos de Maquinado	258
Tabla 7.4 Costos de Montaje	259
Tabla 7.5 Subtotal del costo directo	259
Tabla 7.6 Costo de materiales indirectos	260
Tabla 7.7 Costos de ingeniería	261
Tabla 7.8 Costos indirectos.	261
Tabla 7.9 Costos totales del prototipo.	262

ÍNDICE DE FOTOGRAFÍAS

Foto 6.1 Trazado y corte.....	248
Foto 6.2 Refrentado, cilindrado, roscado y soldadura	248
Foto 6.3 Bastidor.	249
Foto 6.4 Montaje del sistema de lijado de cantos.....	250
Foto 6.5 Montaje del sistema de lijado plano superior.....	251
Foto 6.6 Pruebas de campo del prototipo.	252
Foto 6.7 Pruebas de campo del prototipo.	253

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: FORMATO DE PROTOCOLO DE PRUEBAS

ANEXO B: HOJAS DE PROCESOS

ANEXO C: PLANOS DE CONSTRUCCIÓN DEL PROYECTO

RESUMEN

El presente proyecto de titulación tiene por objeto realizar el diseño y construcción de un sistema de aserrado y lijado para la producción de muebles de madera.

Esta máquina constituye una herramienta de trabajo muy importante para los artesanos dedicados a la utilización de madera en la construcción de muebles, y, que por razones económicas se ven privados de contar con este tipo de maquinaria, dado el alto costo de la maquinaria importada.

La máquina tiene el carácter de universal, en vista de que, mediante la utilización de aditamentos, puede realizar diferentes operaciones como son: aserrado y lijado

El diseño de la máquina se lo realiza tomando en cuenta factores como: costos, materiales, tamaño, versatilidad y los procesos tecnológicos más comunes para su construcción. La construcción resulta sencilla en vista de que no requiere de maquinaria especializada para la fabricación de los diferentes elementos mecánicos necesarios que conforman la máquina.

Luego de la construcción de la máquina, se procede a la realizar las pruebas de campo respectivas, las mismas que, superan largamente las metas planteadas, logrando obtenerse piezas de gran calidad, tanto en requerimientos de textura, como los geométricos y los dimensionales, logrando con ello, los objetivos trazados en el presente trabajo.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la construcción de muebles domésticos se halla atendida por una gran cantidad de talleres artesanales que producen puertas, ventanas, muebles, etc. Estos talleres necesitan de maquinaria y de equipo apropiado para producir con buena calidad, con tecnología adecuada y a un costo relativamente bajo.

La adquisición de estos equipos se hace muy dificultosa para el artesano, y más aún, si se toma en cuenta que aunque en el país se fabrican máquinas para transformar la madera, estas sirven para operaciones específicas. Así en el mercado se consiguen canteadoras, cepilladoras, tupi, etc. y no se puede obtener una máquina universal, diseñada adecuadamente de tal manera que la misma permita realizar las operaciones de aserrado, lijado y taladrado con un costo accesible.

Hay que notar también que hoy en día es indispensable producir bienes de capital, lo que redundará, en que se genere tecnología apropiada para producir máquinas que tradicionalmente se importan o se fabrican generalmente sin un estudio ingenieril.

El papel de la Universidad Ecuatoriana sería intrascendente si no toma como obligación el desarrollo socio-económico del país, aportando conocimiento científico-técnico que permita disminuir la dependencia tecnológica; es así como, la Escuela Politécnica Nacional, por intermedio de la Facultad de Ingeniería Mecánica se encuentra decidida en impulsar el estudio, diseño y construcción de maquinaria artesanal, que al poderse construir en el país, permita un mejor desarrollo industrial.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

El presente capítulo trata los principales aspectos de los objetivos, alcance y desarrollo de la tesis.

1.1 OBJETIVOS

El estudio y desarrollo del proyecto ha tomado como puntos referenciales los siguientes objetivos.

1.1.1 OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y construir un sistema de aserrado y lijado para la producción de muebles de madera

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Disminuir el tiempo y espacio utilizado en los procesos de aserrado y lijado.
- Obtener piezas de madera con mejores acabados.
- Obtener un sistema versátil y confiable de aserrado y lijado.
- Obtener un sistema seguro y eficiente.

1.2 ALCANCE

- Se realizará una revisión teórica de los procesos de aserrado y lijado de la madera.
- Se realizará la selección y diseño de los elementos mecánicos que constituyen el sistema de aserrado y lijado.
- Se dibujarán los planos de taller y de montaje del sistema.
- Se construirá y realizará el montaje del sistema.

1.3 JUSTIFICACIÓN

Al estudiar el desarrollo de la maquinaria empleada para la producción de muebles de madera, sorprende comprobar el poco dinamismo en la evolución de la misma; además que los procesos de aserrado y lijado que se practican en la mencionada maquinaria emplean la fuerza del hombre cuyo rendimiento es muy bajo y costoso.

Lo descrito anteriormente es de lamentar, ya que hoy en día existen procesos automáticos y semiautomáticos, los mismos que se pueden implementar en la maquinaria actual para mejorar la producción, y evitar el exhaustivo trabajo por parte del operario e impedir su interacción directa con la herramienta; lo cual es muy peligroso para su integridad física.

La Escuela Politécnica Nacional atendiendo el problema mencionado con anterioridad, ha creado al presente proyecto que propone desarrollar un sistema semiautomático de aserrado y lijado para la fabricación de muebles de madera, que no requiera demasiado esfuerzo físico por parte del operario y que este a su vez sea un sistema ergonómico, versátil, eficiente y seguro.

CAPÍTULO 2

MADERA, PROCESOS Y MAQUINARIA

En este capítulo se trata acerca de la madera, la madera en Ecuador y los procesos que se estudian para el sistema de aserrado y lijado, de las diferentes maquinas existentes en el país para dichos procesos.

2.1 LA MADERA

Es un material de origen vegetal que se obtiene de los árboles. Se puede definir como la parte del tronco que está rodeada por la corteza.

Es la materia esencial del carpintero. Se entiende por madera en general las partes de un árbol que económicamente pueden aprovecharse, siendo éstas por lo general los troncos y, en un mayor alcance también las ramas y las raíces.

La madera se puede utilizar de múltiples maneras: como lámina, como chapa fina y como macizo para obras de carpintería. Además, se beneficia de ella la química para la obtención sobre todo de celulosa, nitrocelulosa, aceites y ácidos. Con mucho, la mayor parte de la madera la proporciona el bosque y, en menor extensión también árboles sueltos corrientes.¹

De todos los materiales usados por el ser humano a lo largo de la historia, la madera fue el primero de ellos, gracias a una serie de propiedades como facilidad de conformado, bajo peso específico, agradable apariencia exterior, propiedades térmicas y mecánicas. Esto ha generado una industria muy importante.

2.1.2 LA MADERA EN EL ECUADOR

Los datos actualizados para el aprovechamiento de madera en el Ecuador se reflejan en el año 2010.

En relación al año 2007 el aprovechamiento de la madera para el año 2010 ha reflejado un crecimiento del 65,95% (Figura 2.1)

¹ NUTSCH W. Tecnología de la Madera y el Mueble. Ed. Reverté, Barcelona, 2005. Pág. 19

Respecto al volumen autorizado que se registró en el 2009, el volumen de madera tuvo un crecimiento del 26,18%; dicho volumen de crecimiento se concentró principalmente en especies de regeneración como laurel, balsa y mambra y de bosque nativo como pichango, guabo, mambra, caucho, higuerón y copal.

La superficie total autorizada para aprovechar durante el año 2010 fue de 106.543,22 hectáreas, En relación al 2009, se registró un crecimiento de 20.990,15 hectáreas (Figura 2.1).

Las hectáreas autorizadas para el año 2010 respecto a las del año 2007 determinaron un 30,88% (Figura 2.1)



Figura 2.1 Tendencia a nivel nacional del volumen, superficies y programas autorizados para 2007 – 2010

Fuente: [www.itto.int]

La demanda actual de los productos terminados se basa al acabado de la madera para lo cual se necesita de una herramienta tanto de corte como de acabado superficial.

2.2 PROPIEDADES DE LA MADERA

La madera posee una serie de propiedades características que hacen de ella un material peculiar. Su utilización es muy amplia. La madera posee ventajas, entre otras su docilidad de labra, su escasa densidad, su belleza, su calidad, su resistencia mecánica y propiedades térmicas y acústicas. Aunque presenta

también inconvenientes como su combustibilidad, su inestabilidad volumétrica y su putrefacción.²

Entre las propiedades más importantes de la madera se tiene la anisotropía, la resistencia, la flexibilidad, la dureza, el peso específico que se las menciona a continuación.

2.2.2 ANISOTROPÍA.

Es un material anisótropo, es decir no se comporta igual en todas las direcciones de las fibras. Es más fácil cepillar longitudinalmente al sentido de las fibras que transversalmente, y ocurre a la inversa con el aserrar.

2.2.3 RESISTENCIA.

La madera es uno de los materiales más idóneos para su trabajo a tracción, por su especial estructura direccional, su resistencia será máxima cuando la sollicitación sea paralela a la fibra y cuando sea perpendicular su resistencia disminuirá. En esta sollicitación juegan un papel importante las fibras cortas o interrumpidas y los nudos, que minoran la resistencia. El esfuerzo de flexión, origina uno de tracción y otro de compresión separados por una zona neutral, por lo cual la resistencia a flexión será máxima cuando la fuerza actuante sea perpendicular al hilo y mínima cuando ambos sean paralelos.

2.2.4 FLEXIBILIDAD.

La madera puede ser curvada o doblada por medio de calor, humedad, o presión. Se dobla con más facilidad la madera joven que la vieja, la madera verde que la seca. Las maderas duras son menos flexibles que las blandas.

2.2.5 DUREZA.

Está relacionada directamente con la densidad, a mayor densidad mayor dureza. Al estar relacionada con la densidad, la zona central de un tronco es la que posee mayor dureza, pues es la más compacta.

² <http://www.arqhys.com/contenidos/madera-propiedades.html>

La humedad influye de manera cuadrática en la dureza. Si la humedad es elevada la dureza disminuye enormemente. Por el contrario si la madera se reseca, carece de humedad y se vuelve muy frágil.

2.2.6 PESO ESPECÍFICO O DENSIDAD.

Depende como es lógico de su contenido de agua. Se puede hablar de una densidad absoluta y de una densidad aparente. La densidad absoluta viene determinada por la celulosa y sus derivados. Su valor oscila alrededor de 1550 kg/m³, apenas varía de unas maderas a otras.

La densidad aparente viene determinada por los poros que tiene la madera, ya que dependiendo de si están más o menos carentes de agua crece o disminuye la densidad. Depende pues del grado de humedad, de la época de apeo, de la zona vegetal, etc. La madera es un material blando cuya dureza es proporcional al cuadrado de la densidad, decayendo en proporción inversa con el grado de humedad. Ambas densidades unidas dan la densidad real de la madera.

2.2.7 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA.

La madera seca contiene células diminutas de burbujas de aire, por lo que se comporta como aislante calorífico; el coeficiente λ vale 0,03 en sentido perpendicular a la fibra y vale 0.01 en sentido paralelo a la fibra. Lo cual quiere decir que su capacidad aislante es mayor en este último sentido³

2.3 ASERRADO

El aserrado es una operación de desbaste por arranque de viruta y cuyo objeto es cortar parcial o totalmente la madera con una hoja de sierra.

En la práctica industrial se emplean sierras alternativas, circulares y de cinta para el corte de la madera y piezas, el aserrado a mano, sólo en aquellos trabajos en los que no pueden aplicarse por razones técnicas o económicas.

³ <http://www.arqhys.com/contenidos/madera-propiedades.html>

2.4 MAQUINAS DE ASERRAR

Ejecutan la más fundamental operación del maquinado en la madera que es el corte. Esto se ejecuta por el camino más sencillo, sustituyendo el movimiento de la mano o del brazo por movimientos accionados por medios mecánicos o hidráulicos para conseguir, la velocidad apta de producción demandada por la mano factura moderna.⁴

2.4.2 FUNCIONAMIENTO BÁSICO DE LAS MAQUINAS DE ASERRAR

Al aserrar, cada diente individual de la sierra deja una huella en la pieza, profundizando el corte hecho por el anterior en la dirección del avance.⁵ El avance puede hacer tanto la pieza como la sierra y, controlando la dirección del avance producir cortes tanto rectos como curvados. El ancho del corte se aproximadamente el espesor de la sierra misma. Por lo tanto las hojas se hacen tan delgadas como sea posible, de acuerdo con la resistencia de la herramienta y de su rigidez.

Con esta acción corte, se dispone de diversos tipos de máquinas, para emplearlas en aplicaciones específicas con mayor eficiencia.

2.4.3 CLASIFICACIÓN

Se clasifican de acuerdo con la construcción básica; existen tres tipos de máquinas de aserrar o sierras mecánicas, cada una basada en el movimiento de corte utilizado:

⁴ HABICHT F. Las Máquinas Herramientas Modernas. 1ra. Ed. Editorial Continental. Mexico. 1965. Pág.167

⁵ IDEM. Pág.168-169

2.4.3.1 Sierra mecánica alternativa o de arco.

Es una sierra de filo delgado, puesta en tensión mediante una estructura especial en forma de arco; este arco va oscilando por medio de un motor y nos permite ir cortando el material.



Figura 2.2 Sierra mecánica alternativa o de arco

Fuente: [<http://www.directindustry.es/cat/maquinas-de-recorte/sierras-alternativas-AE-1578.html>]

2.4.3.2 Sierra de hoja continua o de cinta.

Se la conoce como sierra sin fin ya que está constituida por una cinta sin fin con dientes de sierra situados sobre un filo, sujeta a dos poleas de ejes horizontales, donde una de ellas se impulsada por el motor y la otra mantiene a la cinta en tensión.



Figura 2.3 Sierra de hoja continua o de cinta

Fuente: [<http://www.agroads.com.ar/detalle.asp?clasi=70942>]

2.4.3.3 Sierra de hoja circular.

La sierra de hoja circular utiliza el movimiento giratorio de corte. Es un disco de acero con dientes sobre su circunferencia, el cual es transmitido por un eje, que esta transmitido por un motor mediante bandas y poleas.



Figura 2.4 Sierra de hoja circular o disco.

Fuente: [<http://carpinteria5b.wordpress.com/>]

2.5 LIJADO

Lijar significa alisar, pulir, abrillantar o limpiar algo mediante el frotamiento con un objeto abrasivo, generalmente una lija. El lijado es una tarea fundamental en cualquier trabajo de acabado (pintura, barniz, etc). Un buen acabado es imposible sin un perfecto lijado.

Al referirse al lijado de la madera. El lijado se puede hacer a mano o con ayuda de máquinas eléctricas (lijadoras y taladros con acoples, principalmente). Como norma general, la madera debe lijarse siempre que se pueda en el sentido de la veta, primero con lija basta o media y acabando con lija muy fina. Se debe cambiar de lija (a más fina) en cuanto desaparezcan los arañazos dejados por la lija anterior.

2.6 MÁQUINAS DE LIJAR

Son máquinas que reproducen el tipo de movimiento de vaivén o elíptico que se realiza con un lijado manual, el proceso de lijado que se utiliza con la lijadora es un lijado en seco, estas pueden ser eléctricas o neumáticas que permiten realizar el proceso de lijado de una manera eficiente y eficaz, obteniendo unas elevadas productividades comparándolo con un proceso manual de lijado.

2.6.2 FUNCIONAMIENTO BÁSICO DE LAS MAQUINAS DE LIJAR

Producen la operación principal para el acabado de la madera por medio del desbaste con un objeto abrasivo, que en este caso es el papel lija, que es fuerte y lleva pegados granos de vidrio, arena o cuarzo sobre una de sus caras. Estos granos actúan como pequeños dientes de una lima y arrancan finísimas virutas en forma de polvo. Ya sea en forma de disco o de banda.

2.6.3 CLASIFICACIÓN

En el mercado existe un amplio abanico de lijadoras diferentes, con objeto de conocer su funcionamiento y modo de empleo, Las lijadoras se dividen esencialmente en las de banda de bordes, las de disco, las cilíndricas y de banda ancha.

2.6.3.1 Lijadoras de banda estrecha

Los robustos montantes laterales de las lijadoras de banda soportan dos rodillos alrededor de los cuales se tensa la banda abrasiva. (Figura 2.5).

El rodillo de la izquierda (el impulsador) alojamiento fijo y está unido al árbol de un motor incorporado. El rodillo de la derecha (el tensor) sirve para colocar y tensar la banda mediante un peso (masa) de sujeción regulable o mediante un muelle helicoidal. Algunas máquinas van equipadas con ambas cosas que pueden utilizarse indistintamente.

Las piezas a trabajar se colocan sobre la mesa de la lijadora, que es móvil y unos rodillos o discos de rodadura facilitan su movimiento transversal al de la banda. La mesa también se puede mover a través de unas guías telescópicas.



Figura 2.5 Lijadora de banda estrecha.

Fuente: [NUTSCH W. Tecnología de la Madera y el Mueble. Barcelona, 2005. Pág. 314]

2.6.3.2 Lijadoras de bordes

Las lijadoras de borde llevan una banda que es más corta que la de las lijadoras de bandas corrientes. La banda corre entre dos rodillos colocados verticalmente (figura 2.6). La mesa (de apoyo), de posición horizontal, es regulable en altura y si puede si hace falta inclinarse respecto a la banda. Como apoyo seguro de la pieza que se lija se utiliza un tope lateral.

Con las lijadoras de bordes se puede lijar cantos rectos e inclinados. En general se lija con esta máquina antes del rectificado de superficies. Las hay oscilantes hacia ambos lados. Se instalan por lo general en talleres de producción industrial.

Las piezas lijadas se pueden acabar en el cilindro rectificador. Otra posibilidad es que las piezas contorneadas se pueden lijar mediante el “cepillos abrasivo” que se coloca en el mandril de la fresadora.



Figura 2.6 Lijadora de bordes

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/langzauner/maquinas-lijadoras-de-borde-para-madera-21879-49827.html>

2.6.3.3 Lijadoras de disco

La lijadora de disco tiene por lo general un disco o plato montado en el eje horizontal al que se sujeta o pega el papel de lija (figura 2.7). La pieza a lijarse coloca en la mesa de apoyo inclinable o provista de un tope lateral y se aprieta contra el disco de lija. Para esto hay que procurar que la pieza este en medio del disco, entre el centro y el borde. Además de las corrientes las hay también con dos discos.

Las lijadoras de disco se emplean sobre todo para el lijado de piezas de madera maciza y, en este caso, principalmente para testas. Se pueden emplear también para lijar cajones y piezas pequeñas.



Figura 2.7 Lijadora de disco

Fuente: <http://santirincon.blogspot.com/2010/08/torno-sierra-sin-fin-lijadora-de-disco.html>

2.6.3.4 Lijadoras de cilindro y de banda ancha

En estas lijadoras la guía de las piezas no se hace a mano sino mediante bandas transportadoras anchas o de rodillos de arranque. De este modo se tiene un avance uniforme de las piezas.

La lijadora de cilindros (figura 2.8) se parece en su constitución a las cepilladoras, pero en vez del eje de cuchillas esta lijadora lleva dispuesto uno tras otro dos o tres, y a veces cuatro cilindros lijadores (o rectificadores). Estos pueden ir montados por encima o por debajo. Los cilindros revestidos de abrasivos giran en el mismo sentido o en sentido contrario, es decir, uno a la derecha y el otro a la izquierda.

El abrasivo puede ser el mismo en los dos o de grano distinto. En este último caso van dispuestos los abrasivos de modo que en una sola fase de trabajo se realiza un lijado basto y otro fino.

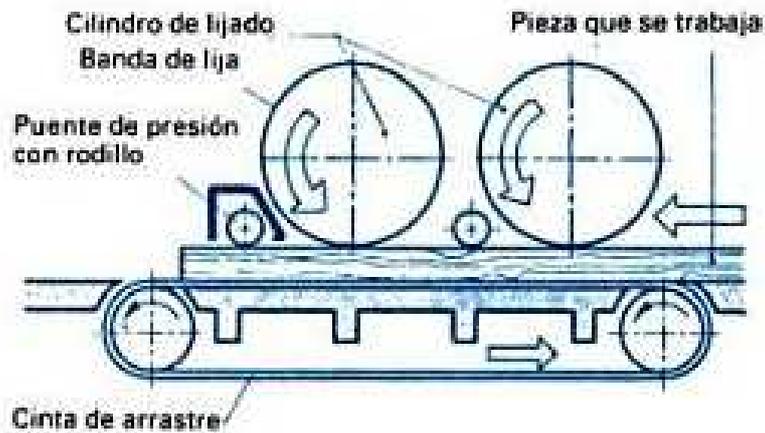


Figura 2.8 Lijadora de cilindros.

Fuente: [NUTSCH W. Tecnología de la Madera y el Mueble. Barcelona, 2005. Pág. 316]

La lijadora de banda ancha (figura 2.9) tiene a lo largo de todo su ancho de trabajo una banda sin fin de lija. Las piezas se llevan a esta banda en movimiento mediante rodillos de transporte con goma.

La banda puede tener su apoyo por encima o por debajo y por el lado contrario van dispuestos los rodillos de arrastre. La banda de lijar es comprimida contra el material que se esté trabajando mediante dispositivos neumáticos. Detrás de la banda de lija va un cepillo redondo de cilindro que quita el polvo del lijado.

Las lijadoras de banda ancha se emplean sobre todo para planchas chapeadas.⁶

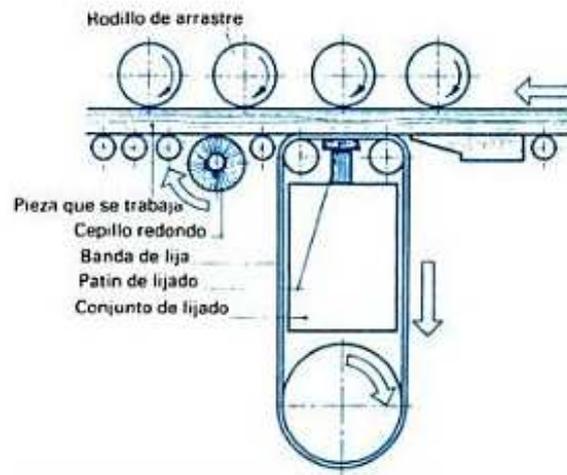


Figura 2.9 Lijadora de banda ancha.

Fuente: [NUTSCH W. Tecnología de la Madera y el Mueble. Barcelona, 2005. Pág. 317]

⁶ NUTSCH W. Tecnología de la Madera y el Mueble. Ed. Reverté, Barcelona, 2005. Pág. 314-317

CAPÍTULO 3

PARÁMETROS DE DISEÑO

Para realizar el diseño del sistema se necesita saber cuáles son los parámetros funcionales de la máquina, las diferentes maderas y dimensiones para la cual va a trabajar.

3.1 PARÁMETROS FUNCIONALES DE DISEÑO

3.1.2 ANÁLISIS ERGONÓMICO

Por lo tanto el principal objetivo ergonómico, en el sistema hombre-máquina, es adaptar la máquina al organismo humano, las variables no pueden estudiarse aisladamente y se deben tomar los aspectos más generales para establecer la relación más eficiente.

La máquina debe ser fácilmente operada; es decir que el operario no realice demasiado esfuerzo físico al momento de operar dicha máquina o sistema.

Las operaciones fundamentales son:

- Encender la máquina.
- Calibración de la máquina.
- Realizar el aserrado.
- Realizar el lijado.
- Sacar el material de desecho.
- Desmontaje de la sierra.
- Apagado de la máquina.

3.1.3 TIPOS DE MADERAS A TRABAJAR

En los trabajos de carpintería se utilizan diferentes tipos y formas de madera según sea la necesidad y, hay que recalcar que estas maderas son las de uso común en el mercado nacional.

A continuación se menciona los tipos de maderas más empleados en los talleres de carpintería:

- Plancha Triplex.
- Plancha de aglomerado.
- Tablón de caoba.
- Tablón de laurel.
- Tablón de nogal.
- Tablón de cedro.
- Tablón de seike.
- Tablón de eucalipto

3.1.4 REQUERIMIENTO DIMENSIONALES DE LA MÁQUINA

Para dimensionar la máquina se debe estudiar cuales son las diferentes dimensiones y las formas geométricas en las que se puede encontrar la madera.

3.1.4.1 Formas geométricas y rangos dimensionales más utilizados para la madera

Las dimensiones señaladas en la tabla 3.1 son las más comunes a encontrarse, pero se debe tener en cuenta que estas dimensiones pueden variar, siendo la variación de mayor consideración en sentido longitudinal, la misma que puede presentar dimensiones de hasta 8000 [mm].

Tabla 3.1 Dimensiones de maderas

DENOMINACIÓN	SECCIÓN TRANSVERSAL	DIMENSIONES DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL [mm]	DIMENSIÓN LONGITUDINAL [mm]
Tablón	Rectangular	55x280	2200
Tabla	Rectangular	28x280	2200
Alfajías	Cuadrada	70 ó 60	2200
Tiras	Cuadrada	50 ó 40	2200
Pingos	Circular	R= 60	2500
Duelas	Rectangular	150x25	2200
Duelas cepilladas	Rectangular	140x20	2200
Media duela	Rectangular	70x20	2200

Fuente: Propia

3.1.5 TIEMPO DIARIO DE UTILIZACIÓN

El sistema de aserrado y lijado de madera se diseña para trabajar en forma continua por el tiempo de 4 horas diarias

3.1.6 ACABADO SUPERFICIAL DE LA MADERA

Luego de haber aserrado la madera con herramientas adecuadas es necesario lijar y acabar la superficie de la madera preparándola para ulteriores tratamientos superficiales. Por lo tanto el acabado superficial que debe proporcionar el sistema a diseñar debe proporcionar un acabado de gran calidad y buena apariencia.

3.2 MATERIALES DISPONIBLES

Para la fabricación de los diferentes componentes de la máquina se utilizan los siguientes materiales:

- Acero estructural A-36
- Aceros de construcción mecánica (AISI 1018, 1010)

3.3 BAJO COSTO

La máquina a diseñar para luego construir debe ser eficiente, segura y tener un costo asequible a las posibilidades de los talleres de carpintería. Asequible no debe confundirse con mala calidad de fabricación, garantizando el buen funcionamiento y vida útil de la misma. De esta manera se logra competir en el mercado nacional con maquinaria importada

3.4 FACILIDAD DE MONTAJE Y DESMONTAJE

El sistema construido está diseñado de tal manera que todas sus partes y accesorios sean totalmente desmontables. Esto permitirá una fácil intercambiabilidad de las piezas que sufrirán desgaste; así como la fácil limpieza y mantenimiento preventivo.

3.5 FACTOR DE SEGURIDAD

Para el diseño del sistema se aplica un factor de seguridad referencial el cual se obtiene considerando que no exista sobrecarga (fuerzas fijas) y los materiales tiene una posible variación del 20% por efectos de su fabricación.

Por lo tanto se tiene⁷:

$$F. S. > \frac{100 + \% \text{ sobrecarga}}{100 - \% \text{ material}} = \frac{100}{100 - 20} = 1,25$$

⁷ JOHNSON RAY, Optimum Design of Mechanical Elements, John Willey and Sons INC., New York 1961, Pág 220

La falla de cualquier elemento no pone en peligro la vida humana ya que no requiere constante supervisión; además considerando que las teorías de diseño mecánico son aproximadas a la realidad, el factor de seguridad se incrementa a:

$$F. S. > 1,5$$

3.6 TIPO DE RED DE ENERGÍA DISPONIBLE

El sistema se diseña de tal manera que se pueda energizar ya sea con una red de energía eléctrica monofásica (110 V) o bifásica (220 V), con lo cual se podrá garantizar que la máquina pueda ser utilizada en un taller de carpintería que tenga uno de los dos tipos de red mencionados

CAPÍTULO 4

ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

En este capítulo se considera las diferentes alternativas para los distintos procesos del sistema de aserrado y lijado, haciendo un análisis funcional.

4.1 ESTRUCTURA FUNCIONAL

4.1.2 ESTRUCTURA FUNCIONAL.

Las principales funciones del sistema son las siguientes:

- Aserrar piezas de madera.
- Lijar piezas de madera.

La función global de este sistema se representa en la figura [4.1] de la siguiente manera:



Figura 4.1 Función global del sistema.

Fuente: PROPIA

4.1.2.1 Modos de operaciones principales.

De la función global se puede constatar que el sistema se puede dividir en dos modos de operación principales como se muestra en la figura [4.2]:

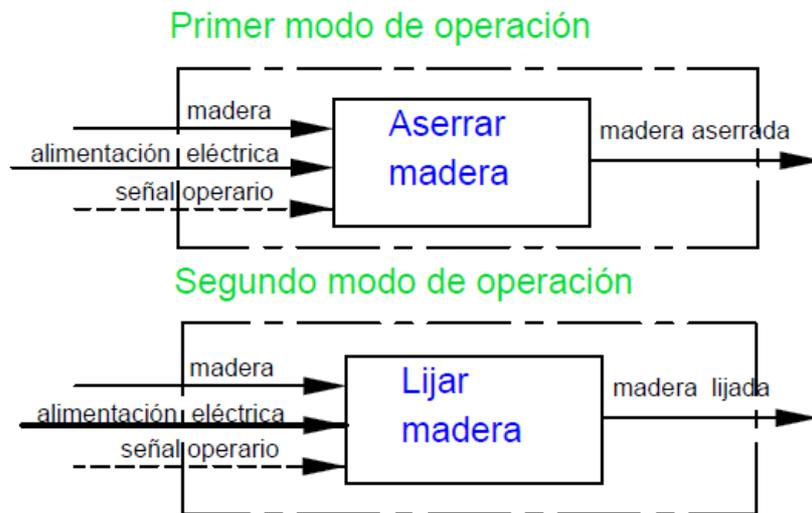


Figura 4.2 Modos de operación

Fuente: PROPIA

4.1.2.2 Subfunciones

- **Aserrado de madera.**

En el proceso de aserrado tenemos dos subfunciones que se tienen que realizar en orden como son las siguientes:

- Encendido de la sierra eléctrica.
- Traslación y empuje de la pieza.

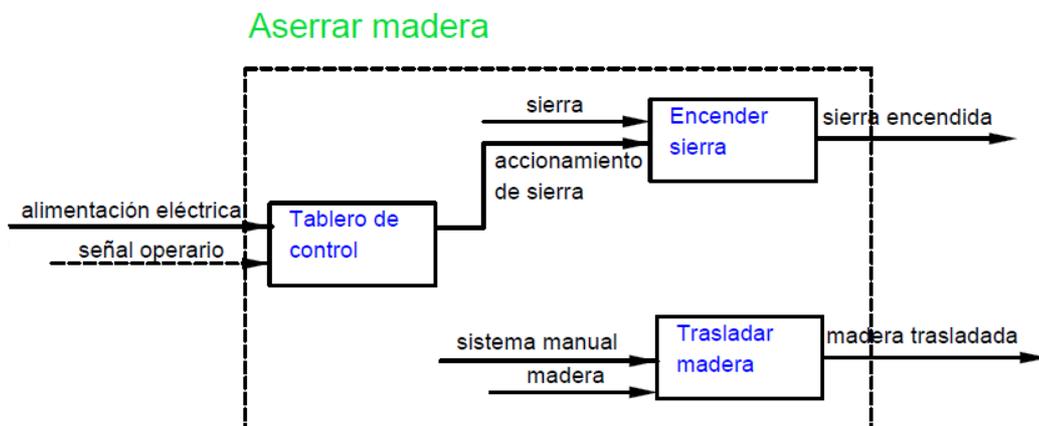


Figura 4.3 Función del aserrado

Fuente: PROPIA

Finalmente las dos subfunciones se pueden transformar en dos subfunciones técnicas como se muestra en la figura [4.4]:

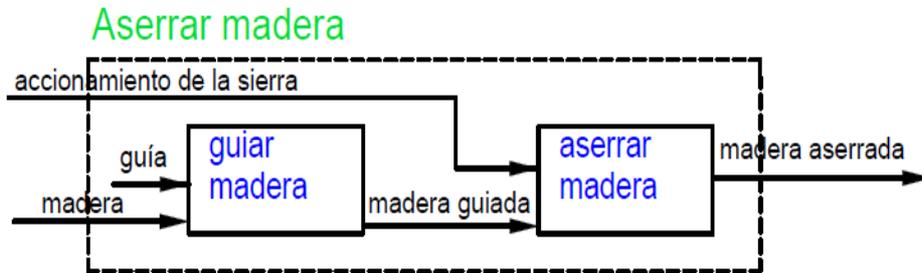


Figura 4.4 Subfunciones del aserrado

Fuente: PROPIA

- Lijado de madera.

En el proceso de lijado se tiene dos subfunciones que se tienen que realizar en orden como son las siguientes:

- Encendido del sistema de lijado.
- Traslación o empuje del tablón.

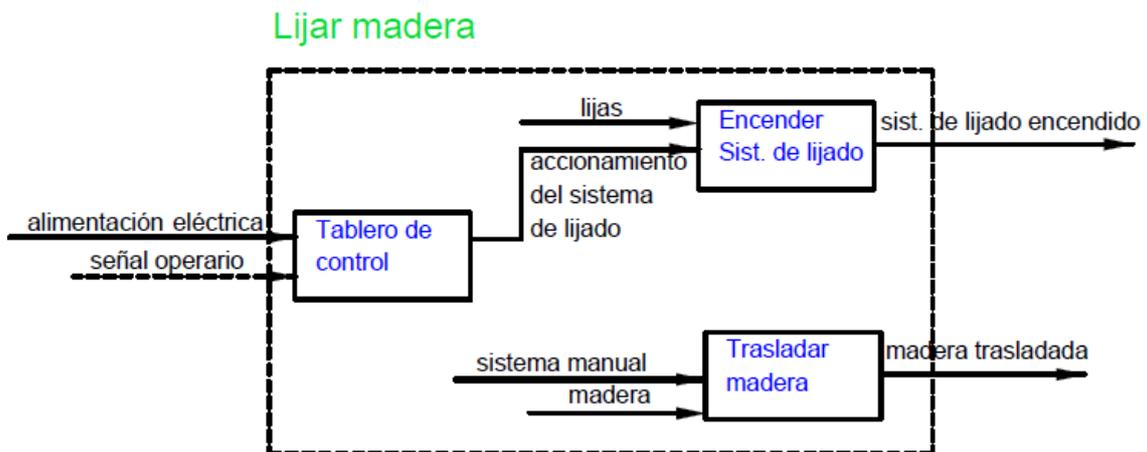


Figura 4.5 Función del lijado

Fuente: PROPIA

Finalmente las dos subfunciones se pueden transformar en dos subfunciones técnicas como se muestra en la figura [4.6]:

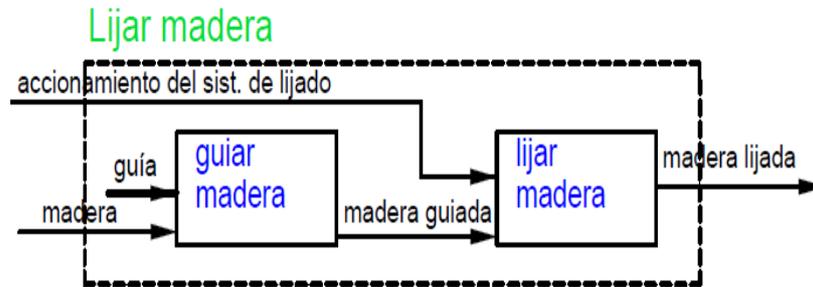


Figura 4.6 Subfunciones del lijado

Fuente: PROPIA

4.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

En el análisis funcional previamente realizado se determinan cuatro módulos los cuales se analizan a continuación:

Módulo 1: Proceso de Aserrado

Módulo 2: Proceso de lijado

Para la parte superior e inferior del tablón.

Para las partes laterales del tablón.

Módulo 3: Transmisión de potencia.

Módulo 4: Bastidor

Una vez establecidos los módulos se procede a realizar un análisis de las posibles soluciones o alternativas para cada módulo y sub-función del esquema anterior. Después de dicho análisis se obtuvieron las siguientes alternativas.

4.2.2 MÓDULO 1: PROCESO DE ASERRADO

4.2.2.1 Sierra circular

a) Principio de funcionamiento

El principio de funcionamiento de la sierra circular se basa en el giro a gran velocidad de una hoja circular, la que al golpear la madera corta produciendo un surco o canal que va haciéndose cada vez más hondo; el aserrín se incrusta entre diente y diente, y es desalojado por estos al dejar de hacer contacto con la pieza.

b) Ventajas:

- Menor espacio utilizado.
- Fácil montaje y desmontaje.
- Bajo costo de adquisición e instalación.
- El grado de especialización de los trabajadores no es tan elevado.
- Bajo costo de mantenimiento.
- Vida útil alta
- Permite una velocidad de avance mayor.
- Más segura.

c) Desventajas:

- Desperdicio de material.
- No responde a una producción elevada en áreas grandes de corte.
- Menor calidad en el acabado de las superficies (ásperas, defectos en el acabado).

4.2.2.2 Sierra de cinta o sierra sin fin

a) principio de funcionamiento

El principio de funcionamiento de esta máquina se basa en la rotación de una cinta de acero en cuyo borde se han tallado dientes semejantes a los dientes de un serrucho, y permite obtener los más variados cortes rectos y curvos, con una gran tolerancia en los movimientos y posición de las piezas a elaborar.

b) Ventajas

- Fácil de usar
- Menos desperdicios.
- Alta productividad con el corte de secciones grandes.
- Más versátil.

c) Desventajas:

- Costo elevado de la adquisición e instalación.
- Requiere de mano de obra más calificada o especializada.
- Mantenimiento más costoso y más complicado.
- No es económico usar para áreas pequeñas.
- Baja vida útil.

4.2.3 MÓDULO 2: PROCESO DE LIJADO

4.2.3.1 Lijadora de discos

a) Principio de funcionamiento

La lijadora de disco tiene por lo general un disco o plato montado en un eje giratorio, al que se sujeta o pega el papel de lija el cual es el encargado del desprendimiento de material de la superficie trabajada.

b) Ventajas:

- Utilizan menos espacio.
- Costo bajo en adquisición e instalación.
- Bajo costo de mantenimiento.
- Fácil montaje y desmontaje.
- Mejor acabado superficial.

c) Desventajas:

- No apta para superficies grandes.
- Baja productividad

4.2.3.2 Lijadora de bandas

a) Principio de funcionamiento

La lijadora de banda está constituida por una faja cerrada de lija tensada entre dos rodillos o volantes. Uno de estos, se encarga de generar el movimiento de la banda de lija, y el otro es el que realiza la tarea de controlar la tensión y el desplazamiento lateral de la lija. Esta lijadora tiene entre ambos rodillos una placa que mantiene la banda de lija contra la pieza a lijar.

La lijadora de banda se utiliza para lijar superficies grandes y planas. No es necesario ejercer presión sobre la superficie a lijar, ya que la lijadora posee un poder de pulido muy fuerte. Por esta misma razón se recomienda no detener la máquina en ningún momento cuando se esté en pleno proceso de lijado.

b) Ventajas:

- Alta productividad.
- Apropiada para grandes áreas.
- Fácil manejo.
- Mayor flexibilidad.

c) Desventajas:

- Espacio utilizado muy grande.
- Mayor costo de mantenimiento.
- Elevado costo en adquisición e instalación.

4.2.3.3 Lijadora de rodillos

a) Principio de funcionamiento

La lijadora de rodillos se parece en su constitución a las cepilladoras, pero en vez del eje de cuchillas esta lijadora lleva dispuesto uno tras otro dos o tres, y a veces cuatro cilindros lijadores (o rectificadores). Estos pueden ir montados por encima o por debajo. Los cilindros revestidos de abrasivos giran en el mismo sentido o en sentido contrario, es decir, uno a la derecha y el otro a la izquierda.

b) Ventajas:

- Espacio utilizado reducido.
- Apropiada para grandes áreas.
- Mayor flexibilidad.
- Bajo costo de adquisición e instalación.

c) Desventajas:

- Baja productividad
- Área de lijado reducida

4.2.4 TRANSMISIÓN DE POTENCIA.**4.2.4.1 Transmisión mediante bandas y poleas****a) Principio de funcionamiento**

Los sistemas de transmisión de bandas (correas) y poleas se emplean para transmitir la potencia mecánica proporcionada por el eje del motor entre dos ejes separados entre sí por una cierta distancia. La transmisión del movimiento por correas se debe al rozamiento de éstas sobre las poleas, de manera que ello sólo será posible cuando el movimiento rotativo y de torsión que se ha de transmitir entre ejes sea inferior a la fuerza de rozamiento. El valor del rozamiento depende, sobre todo, de la tensión de la correa y de la resistencia de ésta a la tracción; es decir, del tipo de material con el que está construida (cuero, fibras, hilos metálicos recubiertos de goma, etc.) y de sus dimensiones.

b) Ventajas:

- Funcionamiento suave sin choques y silencioso.
- Posibilidad de utilizar grandes distancias.
- Diseño sencillo.
- Bajo costo.

c) Desventajas:

- Inconstancia de la relación de transmisión.
- Considerables pérdidas de potencia.
- Vida útil baja.

4.2.4.2 Transmisión mediante catarinas y cadenas

a) Principio de funcionamiento

Mediante este sistema se consiguen transmitir potencias relativamente altas entre dos ejes distantes entre sí, sin que exista apenas resbalamiento o desprendimiento entre las dos ruedas de piñones y la cadena, que es el elemento de enlace que une ambas ruedas.

Este sistema consta de dos ruedas dentadas (piñones) montados sobre dos ejes paralelos y sobre las cuales se adentran los eslabones flojamente articulados que componen la cadena, de manera que al hacer girar una de ellas (rueda motriz) arrastra a la otra (rueda conducida). El movimiento rotatorio y el movimiento de torsión se transmiten entre ejes por la tracción entre la cadena y las ruedas dentadas.

b) Ventajas:

- No existe patinamiento.
- Diámetro pequeño comparado con las poleas.
- La cadena esta con menos tracción que las correas.
- El espesor de la rueda dentada es menor que el de las poleas.

c) Desventajas:

- Son ruidosas.
- Son fuente de vibración.
- Tienen elevado costo.
- Montaje más complicado.
- Mantenimiento costoso.

4.2.4.3 Transmisión por engranes

a) Principio de funcionamiento

Este sistema de transmisión consiste en hacer resbalar dos o más ruedas que se tocan entre sí y montadas sobre ejes paralelos mediante la fuerza que produce el rozamiento entre ambas. Para poder transmitir movimiento de un eje a otro será

necesario que ambas ruedas estén en contacto, ejerciendo una cierta presión la una sobre la otra.

b) Ventajas:

- Relación de transmisión uniforme.
- Rodadura pura.
- Permiten relaciones de velocidad.
- Permiten grandes transmisiones.
- Seguridad de funcionamiento.
- Soportan grandes cargas.

c) Desventajas:

- No pueden transmitir potencia en grandes distancias.
- Tienen costo elevado comparado con otros tipos de transmisión.
- Necesitan de mantenimiento.
- Ruido durante el funcionamiento

4.2.5 MÓDULO 4: BASTIDOR

El bastidor es un armazón sobre el cual se sustentan el resto de las piezas y mediante el cual se transmiten las cargas al terreno.

Algunos parámetros a seguir para un buen diseño son los siguientes:

- Resistencia
- Aspecto
- Resistencia a la corrosión
- Tamaño
- Limitación de vibración
- Rigidez
- Costo de fabricación
- Peso
- Reducción de ruido
- Duración

Algunos factores que tiene que tomarse en cuenta para el diseño de un bastidor:

- Fuerzas ejercidas por los componentes de la máquina
- Forma de soportar el bastidor el mismo
- Precisión del sistema
- Ambiente donde trabajara la unidad
- Cantidad de producción e instalaciones disponibles

4.2.5.1 Bastidor de fundición gris

a) Aplicaciones

Se utilizan en la fabricación de maquinaria de gran tamaño, fabricada en lotes de pocas unidades, generalmente: (bastidor de máquina herramienta: prensas, tornos, fresadoras, etc.) el proceso de fabricación utilizado en estos casos es el moldeo por arena y posterior mecanizado de las superficies que los necesite.

El resto de elementos se fijan al batidor, mediante uniones desmontables (tornillos, pernos pasadores, etc.)⁸

b) Ventajas

- Posee una gran eficiencia por cuanto absorbe de mejor manera las vibraciones producidas en el trabajo.
- Es de gran funcionalidad debido a que el motor y los mecanismos de transmisión del movimiento están protegidos por la carcasa fundida.
- Mayor rigidez
- Por ser compacto y sólido, posee una elevado vida útil.
- Presenta mayor resistencia al desgaste.

c) Desventajas

- Por tratarse de un cuerpo fundido, requiere para su construcción de un molde específico, y de maquinaria especializada de gran tamaño para su posterior acabado, proceso que estaría justificado únicamente tratándose de fabricación en grandes series.

⁸ MARIN JUAN; Apuntes de Diseño de Máquinas; Segunda Edición; Editorial Club Universitario; España; 2008. Pág. 43-47

- Como consecuencia de la desventaja anterior, el costo de construcción de la maquina es muy elevado.
- Posee mayor peso, debido a que los espesores no pueden excesivamente ser delgados, dado los generosos coeficientes de seguridad que hay que emplear y a la tecnología del propio proceso de fabricación.
- Superficies de apariencia irregular, con aristas redondeadas

4.2.5.2 Bastidor de acero laminado

Los procesos de fabricación utilizados en este caso son:

- Armazón construido por chapas de acero laminado, cortadas mediante oxicorte, plasma, laser,orro de agua, guillotina...; y posteriormente ensambladas mediante soldadura o tornillos. Finalmente se mecanizan las superficies que fueran necesarias.
- Armazón construido por perfiles estructurales: (IPN, HEB, IPE, UPN,...), ensamblados mediante soldadura, complementados si fuera necesario son piezas de acero conformado y tubos de acero.

a) Aplicaciones

Hoy en día es el método que más se utiliza en la fabricación de bastidores de maquinaria en general, especialmente en maquinaria ligera, o maquinaria pesada que precise cierta flexibilidad, generalmente: (chasis de vehículo, electrodomésticos, maquinaria de elevación: grúas, plataformas elevadoras, puentes grúa,...; chasis de maquinaria ligera: calzado, textil, envasado...; ordenadores. Etc.)⁹

b) Ventajas

- Facilidad de construcción, ya que se requiere de poca maquinaria especializada.
- Facilidad en el montaje
- Bajo costo de la maquina

⁹ MARIN JUAN; Apuntes de Diseño de Máquinas; Segunda Edición; Editorial Club Universitario; España; 2008. Pág. 43-47

C) Desventajas

Necesita ser recubierta de plancha de TOL para la protección del motor para la protección del motor y de los elementos de los elementos de transmisión del movimiento.

Posee una moderada vida útil, debido a que es más susceptible de daño por vibraciones producidas en el trabajo.

4.3 EVALUACIÓN DE SOLUCIONES

Para tomar una decisión siempre deben estar presentes los dos elementos siguientes:

a) Alternativas. Como mínimo debe de disponerse de dos alternativas (lo más adecuado es entre 3 y 6) cuyas características deben ser diferentes.

b) Criterios. Hay que establecer los criterios en base a los cuales las alternativas deberán ser evaluadas, así como también la ponderación relativa entre ellas.

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 ello 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.

Se basa en unas tablas donde cada criterio (o solución, para un determinado criterio) se confronta con los restantes criterios (o soluciones) y se asignan los valores siguientes:

1 Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o mejor; $>$) que el de las columnas

0,5 Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente ($=$) al de las columnas

0 Si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor; $<$) que el de las columnas

Luego, para cada criterio (o solución), se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios (o soluciones) al que se le añade una unidad (para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula); después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio (o solución).

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.¹⁰

4.3.2 SISTEMA DE ASERRADO

Evaluación del peso específico de cada criterio

Precio > Seguridad > Eficiencia de funcionamiento > Peso > Mantenimiento > Complejidad > Tamaño										
CRITERIO	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Tamaño	Suma + 1	Ponderación	
Precio		1	1	1	1	1	1	7	0,25	
Seguridad	0		1	1	1	1	1	6	0,21428571	
Eficiencia de funcionamiento	0	0		1	1	1	1	5	0,17857143	
Peso	0	0	0		1	1	1	4	0,14285714	
Mantenimiento	0	0	0	0		0,5	1	2,5	0,08928571	
Complejidad	0	0	0	0	0,5		1	2,5	0,08928571	
Tamaño	0	0	0	0	0	0		1	0,03571429	
								Suma	28	1

4.3.2.1.1 Evaluación del peso específico del criterio precio

Sierra de disco > Sierra sin fin				
Precio	Sierra de disco	Sierra sin fin	Suma +1	Ponderación
Sierra de disco		1	2	0,67
Sierra sin fin	0		1	0,33
		Suma	3	1

¹⁰ RIBA CARLES. Diseño Concurrente. Departamento de Ingeniería Mecánica UPC. 2002. Pág. 59-60.

4.3.2.1.2 *Evaluación del peso específico del criterio seguridad.*

Sierra de disco>Sierra sin fin				
Seguridad	Sierra de disco	Sierra sin fin	Suma +1	Ponderación
Sierra de disco		1	2	0,67
Sierra sin fin	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.2.1.3 *Evaluación del peso específico del criterio eficiencia de funcionamiento*

Sierra de disco>Sierra sin fin				
Eficiencia de funcionamiento	Sierra de disco	Sierra sin fin	Suma +1	Ponderación
Sierra de disco		1	2	0,67
Sierra sin fin	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.2.1.4 *Evaluación del peso específico del criterio peso*

Sierra de disco >Sierra sin fin				
Peso	Sierra de disco	Sierra sin fin	Suma +1	Ponderación
Sierra de disco		1	2	0,67
Sierra sin fin	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.2.1.5 *Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento*

Sierra de disco>Sierra sin fin				
Mantenimiento	Sierra de disco	Sierra sin fin	Suma +1	Ponderación
Sierra de disco		1	2	0,67
Sierra sin fin	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.2.1.6 Evaluación del peso específico del criterio complejidad

Sierra de disco > Sierra sin fin				
Complejidad	Sierra de disco	Sierra sin fin	Suma +1	Ponderación
Sierra de disco		1	2	0,67
Sierra sin fin	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.2.1.7 Evaluación del peso específico del criterio tamaño

Sierra de disco > Sierra sin fin				
Tamaño	Sierra de disco	Sierra sin fin	Suma +1	Ponderación
Sierra de disco		1	2	0,67
Sierra sin fin	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.2.1.8 Tabla de conclusiones.

CONCLUSIÓN	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Tamaño	Suma	Prioridad
Sierra de disco	0,1675	0,1474	0,1206	0,0938	0,0603	0,0603	0,0268	0,677	1
Sierra de cinta	0,0825	0,0726	0,0594	0,0462	0,0297	0,0297	0,0132	0,333	2

4.3.3 SISTEMA DE LIJADO.

4.3.3.1 PARA LA PARTE DE LOS PLANOS DEL TABLÓN.

Evaluación del peso específico de cada criterio

Precio > Seguridad > Eficiencia de funcionamiento > Peso > Mantenimiento > Complejidad > Tamaño										
CRITERIO	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Tamaño	Suma + 1	Ponderación	
Precio		1	1	1	1	1	1	7	0,25	
Seguridad	0		1	1	1	1	1	6	0,21428571	
Eficiencia de funcionamiento	0	0		1	1	1	1	5	0,17857143	
Peso	0	0	0		1	1	1	4	0,14285714	
Mantenimiento	0	0	0	0		0,5	1	2,5	0,08928571	
Complejidad	0	0	0	0	0,5		1	2,5	0,08928571	
Tamaño	0	0	0	0	0	0		1	0,03571429	
								Suma	28	1

4.3.3.1.1 Evaluación del peso específico del criterio precio

Rodillos > bandas				
Precio	Rodillos	Bandas	Suma +1	Ponderación
Rodillos		1	2	0,67
Bandas	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.1.2 Evaluación del peso específico del criterio seguridad

Rodillos > bandas				
Seguridad	Rodillos	Bandas	Suma +1	Ponderación
Rodillos		1	2	0,67
Bandas	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.1.3 *Evaluación del peso específico del criterio eficiencia de funcionamiento*

Bandas > rodillos				
Eficiencia	Bandas	Rodillos	Suma +1	Ponderación
Bandas		1	2	0,67
Rodillos	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.1.4 *Evaluación del peso específico del criterio peso.*

Rodillos > bandas				
Peso	Rodillos	Bandas	Suma +1	Ponderación
Rodillos		1	2	0,67
Bandas	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.1.5 *Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento*

Rodillos > bandas				
Mantenimiento	Rodillos	Bandas	Suma +1	Ponderación
Rodillos		1	2	0,67
Bandas	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.1.6 *Evaluación del peso específico del criterio complejidad*

Rodillos > bandas				
Complejidad	Rodillos	Bandas	Suma +1	Ponderación
Rodillos		1	2	0,67
Bandas	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.1.7 *Evaluación del peso específico del criterio tamaño*

Rodillos > bandas				
Tamaño	Rodillos	Bandas	Suma +1	Ponderación
Rodillos		1	2	0,67
Bandas	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.1.8 *Tabla de conclusiones*

CONCLUSIÓN	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Tamaño	Suma	Prioridad
Sistema de bandas	0,0825	0,1474	0,0594	0,0938	0,0603	0,0297	0,0268	0,5	2
Sistema de rodillos	0,1675	0,0726	0,1206	0,0462	0,0297	0,2211	0,0132	0,671	1

4.3.3.2 PARA LOS CANTOS DEL TABLÓN.

Evaluación del peso específico de cada criterio

Precio > Seguridad > Eficiencia de funcionamiento > Peso > Mantenimiento > Complejidad > Tamaño										
CRITERIO	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Tamaño	Suma + 1	Ponderación	
Precio		1	1	1	1	1	1	7	0,25	
Seguridad	0		1	1	1	1	1	6	0,21428571	
Eficiencia de funcionamiento	0	0		1	1	1	1	5	0,17857143	
Peso	0	0	0		1	1	1	4	0,14285714	
Mantenimiento	0	0	0	0		0,5	1	2,5	0,08928571	
Complejidad	0	0	0	0	0,5		1	2,5	0,08928571	
Tamaño	0	0	0	0	0	0		1	0,03571429	
								Suma	28	1

4.3.3.2.1 Evaluación del peso específico del criterio precio

discos >bandas				
Precio	discos	bandas	Suma +1	Ponderación
Discos		1	2	0,67
Bandas	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.2.2 Evaluación del peso específico del criterio seguridad

discos >bandas				
Seguridad	discos	bandas	Suma +1	Ponderación
Discos		1	2	0,67
Bandas	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.2.3 *Evaluación del peso específico del criterio eficiencia de funcionamiento*

discos >bandas				
Eficiencia	discos	bandas	Suma +1	Ponderación
Discos		1	2	0,67
Bandas	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.2.4 *Evaluación del peso específico del criterio peso.*

Discos >bandas				
Peso	discos	bandas	Suma +1	Ponderación
Discos		1	2	0,67
Bandas	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.2.5 *Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento*

discos >bandas				
Mantenimiento	discos	bandas	Suma +1	Ponderación
Discos		1	2	0,67
Bandas	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.2.6 *Evaluación del peso específico del criterio complejidad*

Bandas >discos				
Complejidad	bandas	discos	Suma +1	Ponderación
Bandas		1	2	0,67
Discos	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.2.7 *Evaluación del peso específico del criterio tamaño*

discos>bandas				
Tamaño	bandas	discos	Suma +1	Ponderación
Discos		1	2	0,67
Bandas	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.2.8 *Tabla de conclusiones*

CONCLUSIÓN	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Tamaño	Suma	Prioridad
Sistema de discos	0,1675	0,1474	0,1206	0,0938	0,0603	0,0297	0,0268	0,646	1
Sistema de bandas	0,0825	0,0726	0,0594	0,0462	0,0297	0,2211	0,0132	0,525	2

4.3.3.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

Evaluación del peso específico de cada criterio

Precio > Seguridad > Eficiencia de funcionamiento > Peso > Mantenimiento > Complejidad > Tamaño										
CRITERIO	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Tamaño	Suma + 1	Ponderación	
Precio		1	1	1	1	1	1	7	0,25	
Seguridad	0		1	1	1	1	1	6	0,21428571	
Eficiencia de funcionamiento	0	0		1	1	1	1	5	0,17857143	
Peso	0	0	0		1	1	1	4	0,14285714	
Mantenimiento	0	0	0	0		0,5	1	2,5	0,08928571	
Complejidad	0	0	0	0	0,5		1	2,5	0,08928571	
Tamaño	0	0	0	0	0	0		1	0,03571429	
								Suma	28	1

4.3.3.3.1 Evaluación del peso específico del criterio precio

Bandas y poleas>catarinas y cadenas>engranajes					
Precio	Bandas y poleas	cadenas	engranajes	Suma +1	Ponderación
Bandas y poleas		1	1	3	0,5
Cadenas	0		1	2	0,33
Engranajes	0	0		1	0,17
		Suma		6	1

4.3.3.3.2 Evaluación del peso específico del criterio seguridad

Bandas y poleas>catarinas y cadenas>engranajes					
Seguridad	Bandas y poleas	cadenas	engranajes	Suma +1	Ponderación
Bandas y poleas		1	1	3	0,5
Cadenas	0		1	2	0,33
Engranajes	0	0		1	0,17
		Suma		6	1

4.3.3.3.3 Evaluación del peso específico del criterio eficiencia de funcionamiento

engranajes>catarinas y cadenas>bandas y poleas					
Ef. de func.	engranajes	cadenas	bandas	Suma +1	Ponderación
Engranajes		1	1	3	0,5
Cadenas	0		1	2	0,33
Bandas	0	0		1	0,17
		Suma		6	1

4.3.3.3.4 Evaluación del peso específico del criterio peso.

Bandas y poleas>catarinas y cadenas>engranajes					
Peso	Bandas y poleas	cadenas	engranajes	Suma +1	Ponderación
Bandas y poleas		1	1	3	0,5
Cadenas	0		1	2	0,33
Engranajes	0	0		1	0,17
		Suma		6	1

4.3.3.3.5 Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

Bandas y poleas>catarinas y cadenas>engranajes					
Mantenimiento	Bandas y poleas	cadenas	engranajes	Suma +1	Ponderación
Bandas y poleas		1	1	3	0,5
Cadenas	0		1	2	0,33
Engranajes	0	0		1	0,17
		Suma		6	1

4.3.3.3.6 Evaluación del peso específico del criterio complejidad

Bandas y poleas>catarinas y cadenas>engranajes					
Complejidad	Bandas y poleas	Cadenas	engranajes	Suma +1	Ponderación
Bandas y poleas		1	1	3	0,5
Cadenas	0		1	2	0,33
Engranajes	0	0		1	0,17
		Suma		6	1

4.3.3.3.7 Evaluación del peso específico del criterio tamaño

engranajes>catarinas y cadenas>bandas y poleas					
Tamaño	engranajes	cadenas	bandas	Suma +1	Ponderación
Engranajes		1	1	3	0,5
Cadenas	0		1	2	0,33
Bandas	0	0		1	0,17
		Suma		6	1

4.3.3.3.8 Tabla de conclusiones

CONCLUSIÓN	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Tamaño	Suma	Prioridad
Bandas y poleas	0,125	0,105	0,0306	0,07	0,045	0,045	0,0068	0,427	1
Catarinas y cadenas	0,165	0,0693	0,0594	0,0462	0,0297	0,0297	0,0132	0,413	2
Engranajes	0,085	0,0357	0,09	0,0238	0,0153	0,0153	0,02	0,285	3

4.3.3.4 BASTIDOR.

Evaluación del peso específico de cada criterio

Precio > Seguridad > Eficiencia de funcionamiento > Peso > Mantenimiento > Complejidad > Tamaño										
CRITERIO	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Tamaño	Suma + 1	Ponderación	
Precio		1	1	1	1	1	1	7	0,25	
Seguridad	0		1	1	1	1	1	6	0,21428571	
Eficiencia de funcionamiento	0	0		1	1	1	1	5	0,17857143	
Peso	0	0	0		1	1	1	4	0,14285714	
Mantenimiento	0	0	0	0		0,5	1	2,5	0,08928571	
Complejidad	0	0	0	0	0,5		1	2,5	0,08928571	
Tamaño	0	0	0	0	0	0		1	0,03571429	
								Suma	28	1

4.3.3.4.1 Evaluación del peso específico del criterio precio

Acero laminado > fundición				
Precio	Acero laminado	Fundición	Suma +1	Ponderación
Acero laminado		1	2	0,67
Fundición	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.4.2 Evaluación del peso específico del criterio seguridad.

Fundición > acero laminado				
Seguridad	Fundición	Acero laminado	Suma +1	Ponderación
Fundición		1	2	0,67
Acero laminado	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.4.3 *Evaluación del peso específico del criterio eficiencia de funcionamiento*

Fundición>acero laminado				
Ef. de func.	Fundición	Acero laminado	Suma +1	Ponderación
Fundición		1	2	0,67
Acero laminado	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.4.4 *Evaluación del peso específico del criterio peso*

Acero laminado >Fundición				
Peso	Fundición	Acero laminado	Suma +1	Ponderación
Fundición		0	1	0,33
Acero laminado	1		2	0,67
		Suma	3	1

4.3.3.4.5 *Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento*

Acero laminado>Fundición				
Mantenimiento	Acero laminado	Fundición	Suma +1	Ponderación
Acero laminado		1	2	0,67
Fundición	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.4.6 *Evaluación del peso específico del criterio complejidad*

Acero laminado >Fundición				
Complejidad	Acero laminado	Fundición	Suma +1	Ponderación
Acero laminado		1	2	0,67
Fundición	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.4.7 Evaluación del peso específico del criterio tamaño

Acero laminado >Fundición				
Tamaño	Acero laminado	Fundición	Suma +1	Ponderación
Acero laminado		1	2	0,67
Fundición	0		1	0,33
		Suma	3	1

4.3.3.4.8 Tabla de conclusiones.

CONCLUSIÓN	Precio	Seguridad	Eficiencia	Peso	Mantenimiento	Complejidad	Tamaño	Suma	Prioridad
Bastidor de fundición	0,0825	0,1474	0,1206	0,0462	0,0297	0,0297	0,0132	0,469	2
Bastidor de Acero laminado	0,1675	0,0726	0,0594	0,0938	0,0603	0,0603	0,0268	0,541	1

A continuación en la figura 4.7 se muestra la matriz morfológica en la que se resume los resultados de la evaluación de los diferentes sistemas seleccionados para la construcción del prototipo.

M.Morfológica		ALTERNATIVAS			Gráfico	
		1	2	3		
Módulo 1	S. de Aserrado	S. de disco	S. sin fin			
Módulo 2	S. de Lijado	P. sup e inf	Bandas	Rodillo		
		P. Laterales	Disco	Bandas		
Módulo 3	T. de Potencia	Bandas	Cadenas	Engranajes		
Módulo 4	Bastidor	B. de fundición	Ac. Laminado			

Figura 4.7 Matriz Morfológica

Fuente: PROPIA

4.4 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Para realizar el protocolo de pruebas se debe tener en cuenta que se va a evaluar y adicionalmente tener un formato en el cual se llena al momento de la inspección.

En el diseño actual, se comprueban los siguientes parámetros:

- Corte para diferentes maderas
- Corte de diferentes espesores y lijado de dicho espesor
- Distancia de lijado para cantos
- Tiempo de corte y lijado

4.4.2 CORTE PARA DIFERENTES MADERAS

Las diferentes maderas que se utilizan para la prueba de corte son:

- Triplex de diferentes espesores
- Madera MDF de diferentes espesores
- Tablones de laurel
- Tablones de pino
- Tablones de seike

4.4.3 CORTE DE DIFERENTES ESPESORES

En este parámetro se comprueba que la mesa de la máquina se pueda desplazar en forma vertical, para que pueda cortar a diferentes espesores y a su vez lijar a dicho espesor necesario. Para las pruebas se tomara espesores de 20 [mm], 40 [mm], 60 [mm] y 80 [mm].

4.4.4 DISTANCIA DE LIJADO PARA LOS CANTOS

Para verificar la distancia entre los cantos se debe desplazar el disco para que pueda acoplar a la distancia al mismo tiempo que la guía de corte.

Para realizar las pruebas se considera separaciones de 25 [mm], 50 [mm], 100[mm], 150 [mm] y 200[mm]

4.4.5 TIEMPO DE CORTE Y LIJADO

Para comprobación de que se reduce el tiempo entre las dos operación se tomara en cuenta y se comparara con el tiempo que se demora por cada procedimiento por separado. En este caso toma como ejemplo el tiempo que se demora en cortar y lijar un pedazo de madera de 30x40x2400[mm], otro de 80x40x2400 [mm]

4.5 FORMATO PARA EL PROTOCOLO DE PRUEBAS

El formato estudiado y determinado se halla en el Anexo A.

CAPÍTULO 5

DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL PROTOTIPO

En el presente capítulo se muestra el diseño de los diferentes elementos a construirse para el prototipo del sistema de aserrado y lijado, así como los mecanismos para el desplazamiento longitudinal de los discos y el desplazamiento de elevación de la mesa. Para determinar la geometría y propiedades de cada uno de los elementos se realiza un análisis de funcionalidad y esfuerzos; para posteriormente establecer un factor de seguridad.

5.1 CÁLCULO DE LA FUERZA DE CORTE

5.1.2 SELECCIÓN DE LA SIERRA

Para la selección de la sierra se parte de la necesidad dimensional de tener una sierra que permita cortes de hasta 80 [mm] de profundidad.



Figura 5.1 Disco de sierra

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/48744187/Herramientas-Para-La-Madera-Pilana>

Tomando en cuenta esta consideración, dentro de las sierras normalizadas se selecciona una sierra de disco con las siguientes características:

Tabla 5.1 Características de la sierra de disco

Diámetro exterior de la sierra	305 [mm]
Ancho del diente	4 [mm]
Número de dientes	18

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/48744187/Herramientas-Para-La-Madera-Pilana>

5.1.3 FUERZA DE CORTE Y FUERZA ESPECÍFICA DE CORTE

La fuerza de corte es la fuerza que se necesita para cortar un material en forma de viruta, y la fuerza específica de corte es la resistencia por unidad de superficie que ofrece un material a ser cortado. Dependen fundamentalmente de la naturaleza del material, de la sección de la viruta y de la geometría del filo.

5.1.4 FUERZA DE CORTE NECESARIA EN LA SIERRA

Los valores de la fuerza específica de corte están entre 1,5 a 2,5 $[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}]$, según el tipo y el espesor de la madera, para los cálculos se toma el mayor valor¹¹.

La fuerza de corte está dada por la siguiente ecuación:

$$F_c = f_c * A \quad \text{Ec. [5.1]}^{12}$$

Donde:

F_c = fuerza de corte [kgf]

f_c = fuerza específica de corte $[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}]$

A = sección cortada instantánea $[\text{mm}^2]$

¹¹ HUTTE, Manual del ingeniero de taller, Tomo 1, Edición Gustavo Gili, Segunda Edición, Barcelona, 1962, pág. 460.

¹² EDEBE, Tecnología mecánica, Tomo 4, ediciones Don Bosco, Primera Edición, Barcelona, 1981, pág. 97

En la operación de aserrado, varios dientes de la sierra trabajan a la vez, por lo tanto el corte resulta complejo y además en cada diente el corte no es uniforme; debido a esto se considera que la sección cortada en cada instante es el producto del espesor medio de la viruta (e_m) por la longitud de corte (b) instantánea.

$$A = e_m * b \quad \text{Ec. [5.2]}^{13}$$

Donde:

A = sección cortada instantánea [mm^2]

e_m = espesor medio de la viruta [mm]

b = longitud de corte instantánea [mm]

La longitud b es la suma de las longitudes de contacto de cada diente de la sierra que esté cortando, en un instante dado.

Por lo tanto:

$$b = l * Z'' \quad \text{Ec. [5.3]}^{14}$$

Donde:

b = longitud de corte instantánea [mm]

l = longitud de contacto de cada diente con la pieza [mm]

Z'' = número de dientes que están cortando en un instante dado

Para determinar el número de dientes que están cortando en un instante dado se utiliza la siguiente ecuación:

$$Z'' = Z * \frac{\phi}{2 * \pi} \quad \text{Ec. [5.4]}^{15}$$

¹³ EDEBE, Tecnología mecánica, Tomo 4, ediciones Don Bosco, Primera Edición, Barcelona, 1981, pág. 97

¹⁴ EDEBE, Tecnología mecánica, Tomo 4, ediciones Don Bosco, Primera Edición, Barcelona, 1981, pág. 97

¹⁵ EDEBE, Tecnología mecánica, Tomo 4, ediciones Don Bosco, Primera Edición, Barcelona, 1981, pág. 97

Donde:

Z'' = número de dientes que están cortando en un instante dado

Z = número de dientes de la sierra

ϕ = ángulo de contacto [rad]

Para el sistema a diseñarse el mayor ángulo de contacto será el que se muestra a continuación en la figura 5.2:

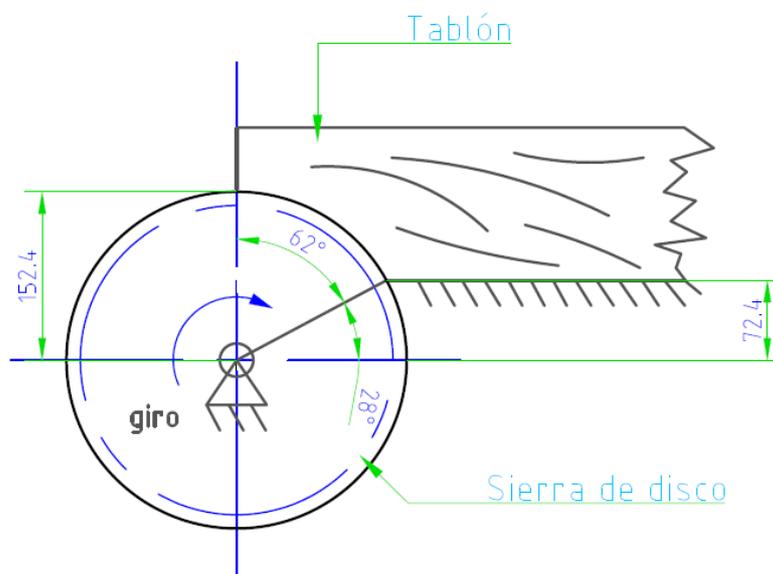


Figura 5.2 Ángulo de contacto de la sierra de disco

Fuente: PROPIA

De la figura 5.2 se tiene que el mayor ángulo de contacto entre la sierra y el tablón es de 62 [gr] ó 1,08[rad].

Por lo tanto aplicando la ecuación [5.4] se tiene que:

$$Z'' = 18 * \frac{1,08}{2 * \pi} = 3,1 \text{ [dientes]}$$

Es decir se considera $Z'' = 3$ dientes.

El espesor medio de la viruta está dado por:

$$e_m = a_z * \sqrt{\frac{P_r}{D} * (1 - \frac{P_r}{D})} \quad \text{Ec. [5.5]}^{16}$$

En donde:

e_m = espesor medio de la viruta [mm]

a_z = avance por diente [mm]

P_r = profundidad de pasada radial [mm]

D = diámetro de la sierra [mm]

El avance por diente está dado por la siguiente ecuación:

$$a_z = \frac{s}{n * Z} \quad \text{Ec. [5.6]}^{17}$$

Donde:

a_z = avance por diente [mm/diente]

s = avance; 16653,6 $[\frac{\text{mm}}{\text{min}}]$ ¹⁸

n = revoluciones por minuto; 3600[rpm]¹⁹

Z = número de dientes de la sierra

$$a_z = \frac{16653,6}{3600 * 18} = 0,257 \left[\frac{\text{mm}}{\text{diente}} \right]$$

De igual manera al aplicar la ecuación [5.5] se tiene:

$$e_m = 0,257 * \sqrt{\frac{80}{305} * (1 - \frac{80}{305})} = 0,113[\text{mm}]$$

¹⁶ EDEBE, Tecnología mecánica, Tomo 4, ediciones Don Bosco, Primera Edición, Barcelona, 1981, pág. 91

¹⁷ EDEBE, Tecnología mecánica, Tomo 4, ediciones Don Bosco, Primera Edición, Barcelona, 1981, pág. 82

¹⁸ <http://es.scribd.com/doc/48744280/Tecnologia-del-corte-de-la-madera>

¹⁹ <http://es.scribd.com/doc/48744280/Tecnologia-del-corte-de-la-madera>

Luego se determina b mediante la ecuación [5.3], considerando que l = 4 [mm] que es el espesor de los dientes de la sierra:

$$b = 4 * 3 = 12 \text{ [mm]}$$

Con los valores calculados se procede a determinar el valor de A con la ecuación [5.2]:

$$A = 0,113 * 12 = 1,36 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Finalmente al aplicar la ecuación [5.1] se obtiene la fuerza de corte:

$$F_c = 2,5 * 1,36 = 3,4 \text{ [kgf]} = 33,32 \text{ [N]}$$

5.2 CÁLCULO DE LA POTENCIA

5.2.2 CÁLCULO DE LA POTENCIA PARA LA SIERRA

Para el cálculo de la potencia de la sierra primero se determina la velocidad en la periferia del disco con la siguiente ecuación:

$$V = \frac{\pi * D * n}{60000} \quad \text{Ec. [5.7]}^{20}$$

Donde:

V = velocidad en la periferia del disco $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

D = diámetro del disco de sierra[mm]

n = revoluciones por minuto del disco[rpm]

$$V = \frac{\pi * 305 * 3600}{60000} = 57,5 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$$

Con el dato de la velocidad se procede a determinar la potencia necesaria para la sierra:

$$P_s = \frac{F_c * V}{74,6} \quad \text{Ec. [5.8]}^{21}$$

²⁰ HERMANN J. ; Tablas para la industria metalúrgica; Editorial Reverté; Tercera Edición; pág. 78

²¹ HERMANN J. ; Tablas para la industria metalúrgica; Editorial Reverté; Tercera Edición; pág. 78

Donde:

P_s = potencia para la sierra [hp]

F_c = fuerza de corte necesaria para la sierra [kgf]

V = velocidad en la periferia del disco $\left[\frac{m}{s}\right]$

$$P_s = \frac{3,4 * 57,5}{74,6} = 2,62 = 3 \text{ [hp]}$$

5.2.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA PARA EL LIJADO CON LOS RODILLOS

Para determinar la potencia necesaria para el lijado mediante rodillos primero se realiza un análisis del funcionamiento de los mismos; dicho funcionamiento se lo puede apreciar en las figuras [5.3] y [5.4].

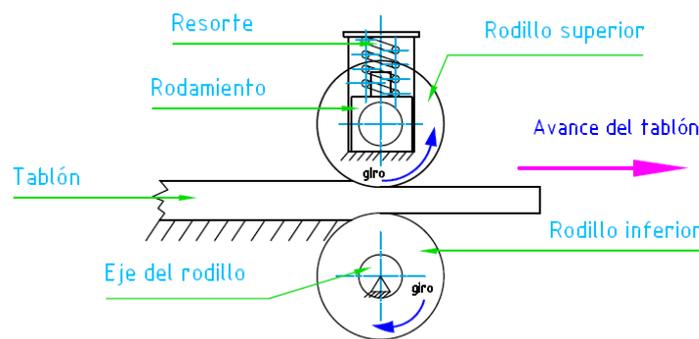


Figura 5.3 Vista lateral de los rodillos de lijado

Fuente: PROPIA

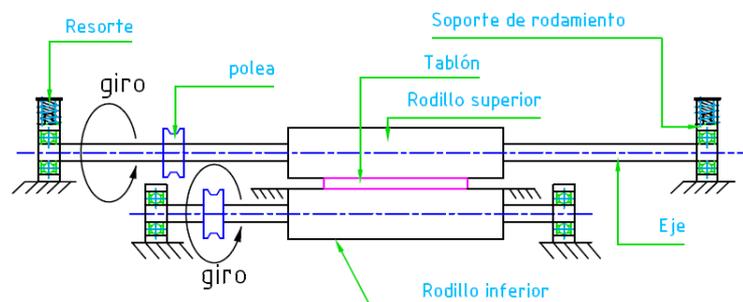


Figura 5.4 Vista frontal de los rodillos de lijado

Fuente: PROPIA

Una vez analizado el funcionamiento de los rodillos se procede a realizar el siguiente diagrama de cuerpo libre:

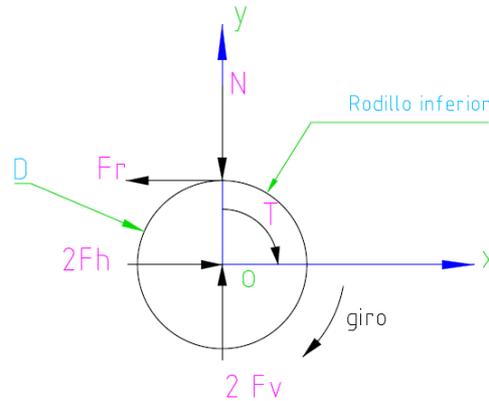


Figura 5.5 Diagrama de cuerpo libre del rodillo inferior

Fuente: PROPIA

Donde:

T = torque transmitido al rodillo [$N \cdot m$]

N = reacción de la pieza a lijar sobre el rodillo; 100 [N]

F_r = fuerza de rozamiento [N]

F_h = Reacción horizontal del eje sobre el rodillo [N]

F_v = Reacción vertical del eje sobre el rodillo [N]

μ = coeficiente de rozamiento entre la lija y madera; 0.98²²

D = diámetro exterior del rodillo; 86 [mm]

Para determinar las reacciones y el torque necesario para el proceso de lijado se realiza un sumatorio de fuerzas en Y y un sumatorio de momentos en el punto O.

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ec. [5.9]}$$

$$2F_v = N = 100[N]$$

²²<http://g7mecanica12012.wikispaces.com/file/view/INFORME+DE+COEFICIENTE+DE+FRICCI%C3%93N.pdf>

$$F_v = 50 \text{ [N]}$$

$$\sum M_o = 0 \quad \text{Ec. [5.10]}$$

$$T = F_r * \frac{D}{2}$$

$$T = \mu * N * \frac{D}{2}$$

$$T = 0,98 * 100\text{[N]} * \frac{0,086\text{[m]}}{2} = 4,2 \text{ [N * m]}$$

Una vez determinado el torque transmitido al cilindro se procede a determinar la potencia necesaria para el lijado:

$$P = T * \omega \quad \text{Ec. [5.11]}^{23}$$

Donde:

P = potencia [W]

ω = velocidad angular $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$; 188,5 $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$

$$P = 4,2\text{[N * m]} * 188,5 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right] = 791,7 \text{ [W]} = 1,06 \text{ [hp]}$$

Por lo tanto se necesita una potencia de 1 [hp] para cada rodillo.

5.2.4 CÁLCULO DE LA POTENCIA PARA EL LIJADO CON LOS DISCOS

Para el cálculo de la potencia primero se realiza un análisis funcional del sistema de lijado mediante discos, dicho análisis se lo realiza al observar la figura [5.6].

²³ GERE J. ; Mecánica de materiales; Sexta edición; Editorial Thomson; pág. 218

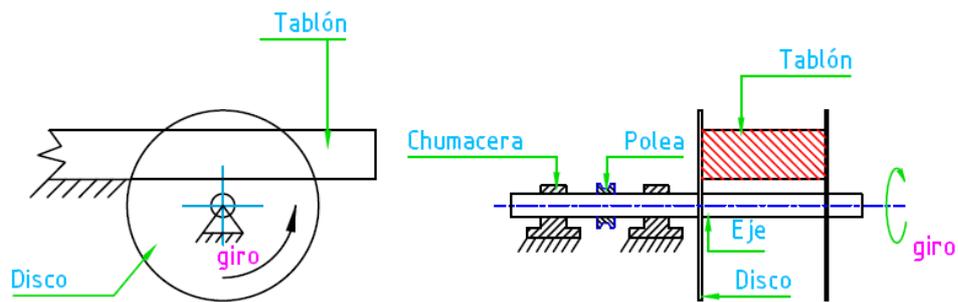


Figura 5.6 Vista lateral y frontal de los discos de lijado

Fuente: PROPIA

Una vez analizado el funcionamiento de los discos de lijado se procede a realizar el siguiente diagrama de cuerpo libre:

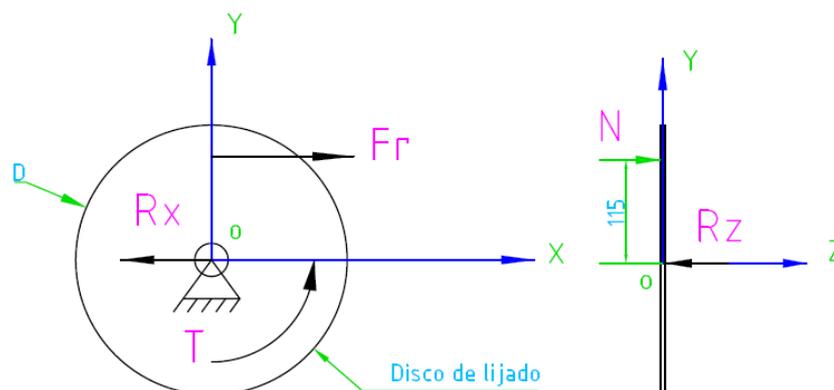


Figura 5.7 Diagrama de cuerpo libre del disco de lijado

Fuente: PROPIA

Donde:

T = torque transmitido al disco [$N \cdot m$]

N = reacción de la pieza a lijar sobre el disco; 35 [N]

F_r = fuerza de rozamiento [N]

R_x = Reacción horizontal del eje sobre el disco [N]

R_z = Reacción horizontal del eje sobre el disco [N]

μ = coeficiente de rozamiento entre la lija y madera; 0,98²⁴

D = diámetro del disco [m]

Para determinar el torque necesario para el lijado mediante los discos se procede a realizar un sumatorio de fuerzas en el eje Z y un sumatorio de momentos en el ponto O.

$$\sum F_z = 0 \quad \text{Ec. [5.12]}$$

$$N = R_z = 35[\text{N}]$$

$$\sum M_o = 0 \quad \text{Ec. [5.13]}$$

$$T = F_r * 0,115[\text{m}]$$

$$T = \mu * N * 0,115 [\text{m}]$$

$$T = 0,98 * 35[\text{N}] * 0,115[\text{m}] = 3,94 [\text{N} * \text{m}]$$

Una vez determinado el torque transmitido al disco se procede a determinar la potencia necesaria para el lijado:

$$P = T * \omega \quad \text{Ec. [5.14]}^{25}$$

Donde:

P = potencia [W]

ω = velocidad angular $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$; 188,5 $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$

$$P = 3,94 [\text{N} * \text{m}] * 188,5 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right] = 742,7 [\text{W}] = 0,99 [\text{hp}]$$

Por lo tanto se necesita una potencia de 1 [hp] para cada disco.

²⁴<http://g7mecnica12012.wikispaces.com/file/view/INFORME+DE+COEFICIENTE+DE+FRICCI%C3%93N.pdf>

²⁵ GERE J. ; Mecánica de materiales; Sexta edición; Editorial Thomson; pág. 218

5.3 DISEÑO DE ELEMENTOS A CONSTRUIRSE PARA EL PROTOTIPO

5.3.2 DISEÑO DE LOS RODILLOS

5.3.2.1 Diseño por resistencia estática.

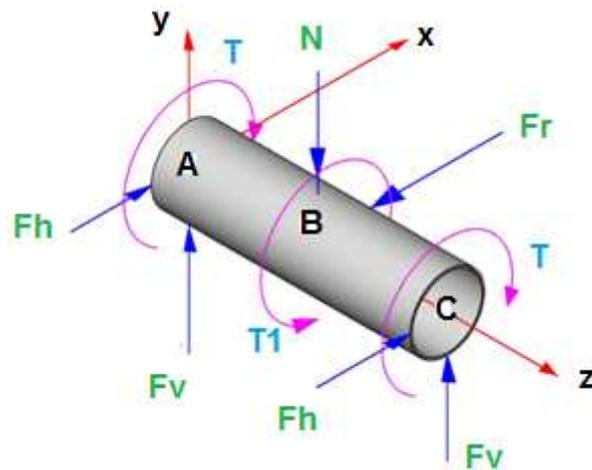


Figura 5.8 Diagrama de cuerpo libre del rodillo

Fuente: PROPIA

Donde:

T = torque transmitido del eje al rodillo [N * m]

T_1 = torque debido a la fuerza de fricción; 4,2[N * m] *de la sección 5.2.2*

N = reacción de la pieza a lijar sobre el rodillo [N]

F_v = Reacción vertical del eje sobre el rodillo [N]

F_h = Reacción horizontal del eje sobre el rodillo [N]

F_r = Fuerza de rozamiento [N]

Análisis de fuerzas y reacciones en el plano Y-Z.

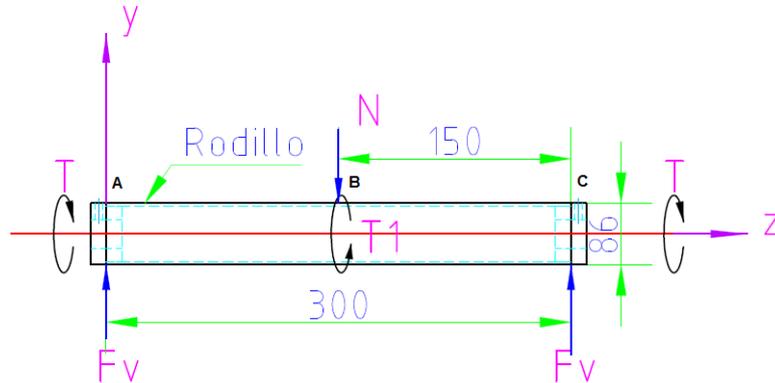


Figura 5.9 Diagrama cuerpo libre del rodillo en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

Cálculo de reacciones:

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ec. [5.15]}$$

$$N - 2 * F_v = 0$$

$$N = 2 * F_v$$

$$F_v = \frac{N}{2} = \frac{100}{2} = 50 \text{ [N]}$$

A continuación se realizan los respectivos diagramas de momento y cortante.

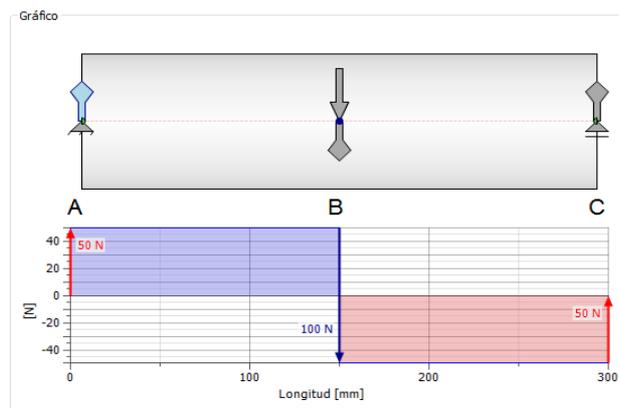


Figura 5.10 Diagrama de cortante para el rodillo en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

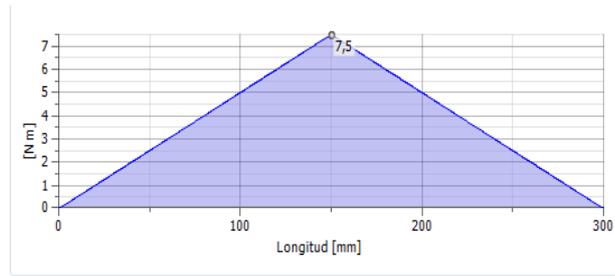


Figura 5.11 Diagrama de momento flector para el rodillo en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

Análisis de fuerzas y reacciones en el plano X-Z.

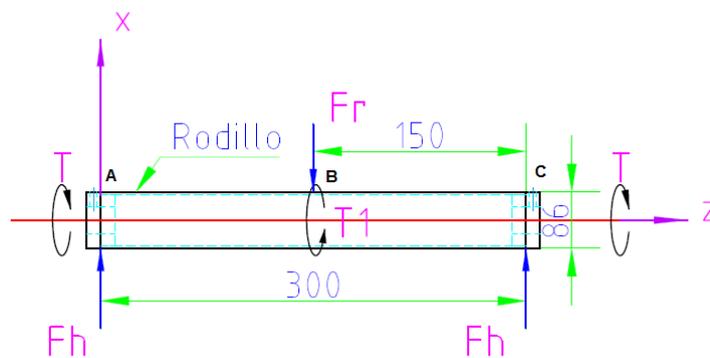


Figura 5.12 Diagrama de cuerpo libre para el rodillo en el plano X-Z

Fuente: PROPIA

Cálculo de reacciones:

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ec. [5.16]}$$

$$F_r = 2 * F_h$$

$$F_h = \frac{F_r}{2} = \frac{98}{2} = 49 \text{ [N]}$$

A continuación se obtienen los siguientes diagramas de corte y de momento:

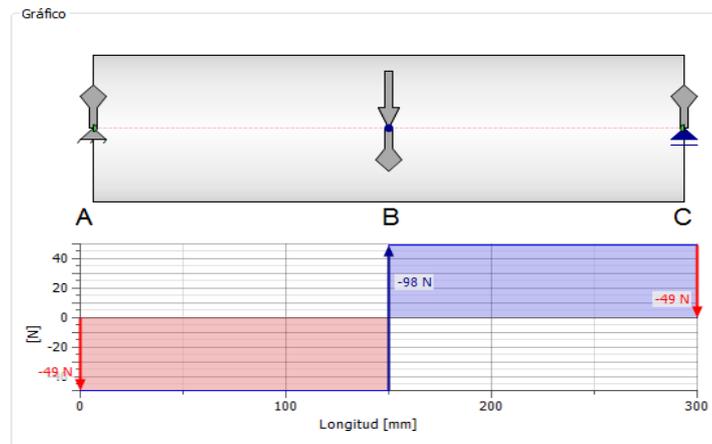


Figura 5.13 Diagrama de fuerza cortante para el rodillo en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

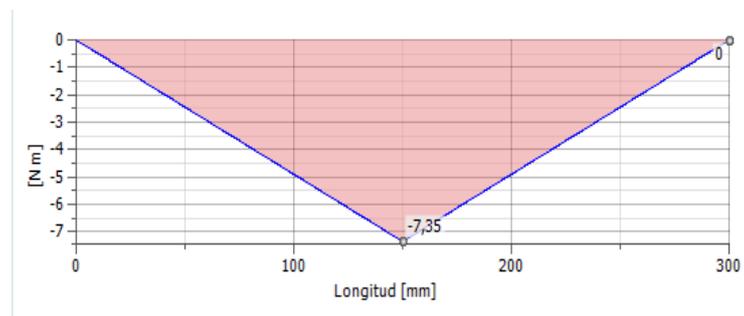


Figura 5.14 Diagrama de momento flector para el rodillo en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

Selección del material.

Tabla 5.2 Propiedades y dimensiones del rodillo

Material a utilizar	Grilón
Resistencia a la Fluencia	45 [Mpa] ²⁶
Diámetro interior del cilindro	0,082 [m]
Diámetro exterior del cilindro	0,086 [m]
Longitud del cilindro	0,3 [m]
Velocidad de operación	1800 [rpm]

Fuente: PROPIA

Sección crítica.

Como se puede observar en los diagramas de momentos la sección crítica es la B.

Momento resultante:

$$M_B = \sqrt{M_{yzB}^2 + M_{xzB}^2} \quad Ec. [5.17]$$

$$M_B = \sqrt{7,5^2 + 7,35^2} = 10,5 \text{ [N * m]}$$

Fuerza cortante resultante:

$$V_B = \sqrt{V_{yzB}^2 + V_{xzB}^2} \quad Ec. [5.18]$$

$$V_B = \sqrt{50^2 + 49^2} = 70 \text{ [N]}$$

²⁶ BEER F. ; Mecánica de materiales; Cuarta edición; Editorial Mc Graw Hill; Pág. 748

Esfuerzos normales.

$$\sigma_z = \frac{32 * M * D}{\pi * (D^4 - d^4)} \quad \text{Ec. [5.19]}^{27}$$

Donde:

σ_z = esfuerzo normal [Pa]

M = momento flector [N * m]

D = diámetro exterior del rodillo [m]

d = diámetro interior del rodillo [m]

$$\sigma_z = \frac{32 * 10,5 * 0,086}{\pi * (0,086^4 - 0,082^4)} = 969357 \text{ [Pa]} = 0,97 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante debido a la torsión.

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * T * D}{\pi * (D^4 - d^4)} \quad \text{Ec. [5.20]}^{28}$$

Donde:

τ_{yz1} = esfuerzo cortante [Pa]

T = momento torsionate [N * m]

D = diámetro exterior del rodillo [m]

d = diámetro interior del rodillo [m]

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * 4,2 * 0,086}{\pi * (0,086^4 - 0,082^4)} = 193871 \text{ [Pa]} = 0,2 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante.

$$\tau_{yz2} = \frac{4 * V}{3 * \pi * (R^2 - r^2)} * \left(\frac{R^2 + R * r + r^2}{R^2 + r^2} \right) \quad \text{Ec. [5.21]}^{29}$$

²⁷BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 87

²⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 99

Donde:

τ_{yz2} = esfuerzo cortante [Pa]

V = fuerza cortante [N]

R = radio externo del rodillo [m]

r = radio interno del rodillo [m]

$$\tau_{yz2} = \frac{4 * 70}{3 * \pi * (0,043^2 - 0,041^2)} * \left(\frac{0,043^2 + 0,043 * 0,041 + 0,041^2}{0,043^2 + 0,041^2} \right) = 265159 \text{ [Pa]} = 0,21 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante Total.

$$\tau_{yz} = \tau_{yz1} + \tau_{yz2} \quad \text{Ec. [5.22]}$$

Donde:

τ_{yz} = *esfuerzo cortante total*

τ_{yz1} = *esfuerzo cortante debido a la torsión*

τ_{yz2} = *esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante*

$$\tau_{yz} = 0,2 + 0,21 = 0,41 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante máximo:

Los esfuerzos cortantes de valor extremo son:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. [5.23]}^{30}$$

Dado que no existen esfuerzos en la dirección Y se tiene:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$
$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{0,97}{2}\right)^2 + 0,41^2} = 0,63 \text{ [MPa]}$$

²⁹ GERE J. ; Mecánica de materiales; Editorial Thomson; Sexta edición; pág. 344

³⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 80

Factor de seguridad estático:

El factor de seguridad estático de acuerdo a la Teoría del esfuerzo cortante máximo es:

$$n = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. [5.24]}^{31}$$

Donde:

n = factor de seguridad a fatiga

S_y = Resistencia a la fluencia del material

τ_{max} = esfuerzo cortante máximo

Por lo tanto aplicando la ecuación [5.24] se tiene que:

$$n = \frac{0,5 * 45}{0,63} = 35,7$$

5.3.3 DISEÑO DEL EJE PARA EL RODILLO SUPERIOR

5.3.3.1 Diseño por resistencia estática.

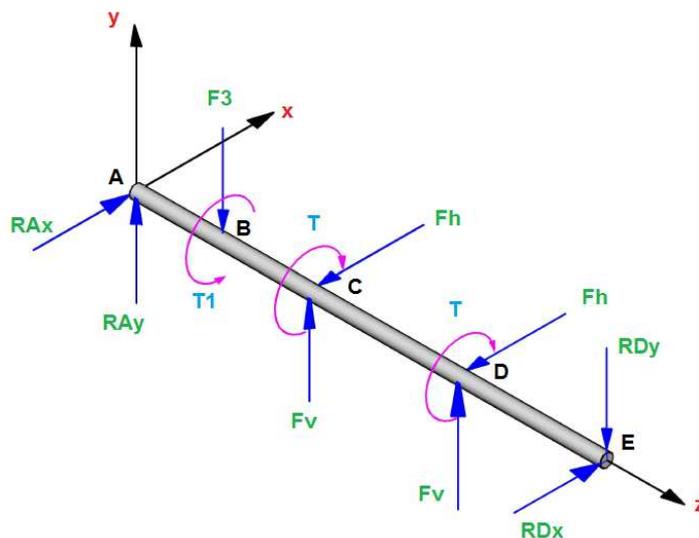


Figura 5.15 Diagrama de cuerpo libre del eje para el rodillo superior.

Fuente: PROPIA

³¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 211

Donde:

T = torque transmitido por el rodillo al eje [$N * m$]

T_1 = torque transmitido por la polea al eje; 4,2 [$N * m$] de la sección 5.2.2

R_A, R_E = reacciones en los apoyos [N]

F_3 = fuerza resultante de la polea sobre el eje [N]

F_v = Reacción vertical del cilindro sobre el eje [N]

F_h = Reacción horizontal del cilindro sobre el eje [N]

Para determinar las fuerzas en la banda se procede a utilizar las siguientes ecuaciones:

$$\frac{F_4}{F_5} = e^{f*\theta} \quad \text{Ec. [5.25]}^{32}$$

$$(F_4 - F_5) * \frac{d_p}{2} = T_1 \quad \text{Ec. [5.26]}^{33}$$

Donde:

F_4 = tensión en el lado tirante de la banda [N]

F_5 = tensión en el lado flojo de la banda [N]

f = coeficiente de fricción entre la banda y la polea; 0,4³⁴

θ = ángulo de contacto entre la banda y la polea; π [rad]

d_p = diámetro de la polea; 0,16 [m]

T_1 = torque a transmitir ; 4,2 [$N * m$]

³² SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 802

³³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 853

³⁴ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 804

Aplicando las ecuaciones [5.25] y [5.26] se tiene:

$$F_4 = e^{0,4*\pi} * F_5 = 3,51 * F_5$$

$$F_5 = \frac{F_4}{3,51}$$

$$F_4 * (0,72) * 0,08 = 4,2$$

$$F_4 = 73 [N]$$

$$F_5 = 21 [N]$$

Por lo tanto F3 es igual a suma de la fuerza del lado tirante más la fuerza del lado flojo.

$$F_3 = F_4 + F_5 \quad \text{Ec. [5.27]}$$

Donde:

F_3 = fuerza resultante

F_4 = fuerza del lado tirante

F_5 = fuerza del lado flojo

$$F_3 = 73 + 21 = 94 [N]$$

Análisis de fuerzas en el plano Y-Z.

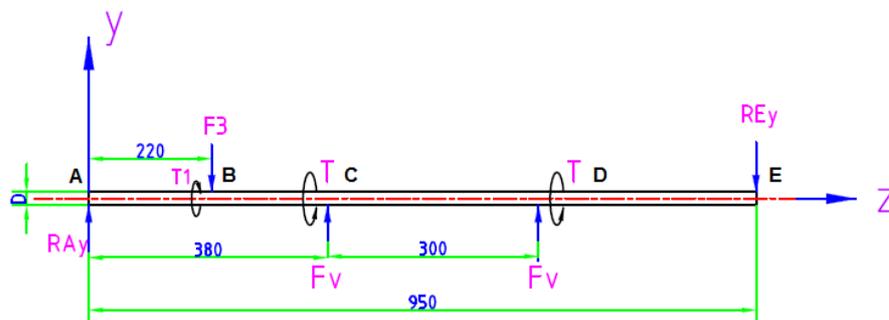


Figura 5.16 Diagrama de cuerpo libre del eje del rodillo superior en el plano Y-Z

Fuente: PROPIA

Cálculo de reacciones:

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Ec. [5.28]}$$

$$380 * F_v + 680 * F_v = 220 * F_3 + 950 * RE_y$$

$$380 * 50 + 680 * 50 = 220 * 94 + 950 * RE_y$$

$$RE_y = 34,02 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ec. [5.29]}$$

$$2 * F_v + RA_y = F_3 + RE_y$$

$$RA_y = F_3 + RE_y - 2 * F_v$$

$$RA_y = 94 + 34,02 - 2 * 50 = 28,02 \text{ [N]}$$

Una vez determinadas las reacciones en los apoyos se procede a realizar los siguientes diagramas de cortante y de momento.

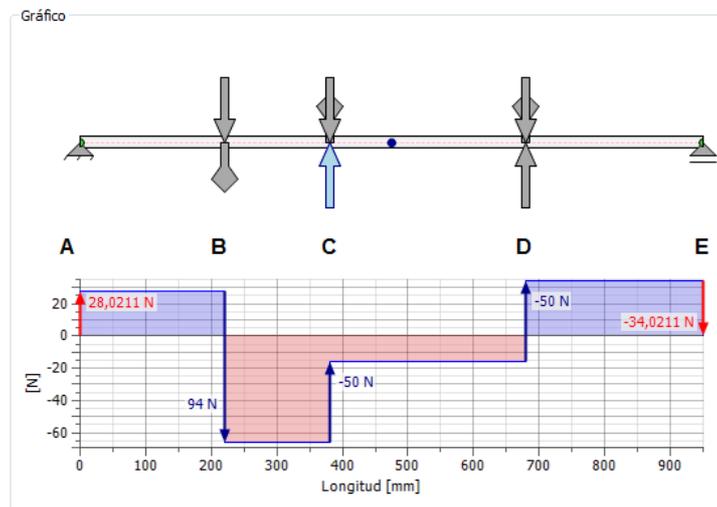


Figura 5.17 Diagrama de cortante del rodillo superior en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

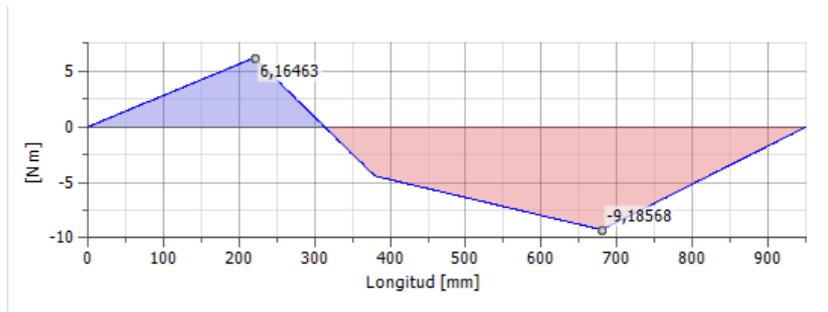


Figura 5.18 Diagrama de momento del eje del rodillo superior en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

Análisis de fuerzas en el plano X-Z.

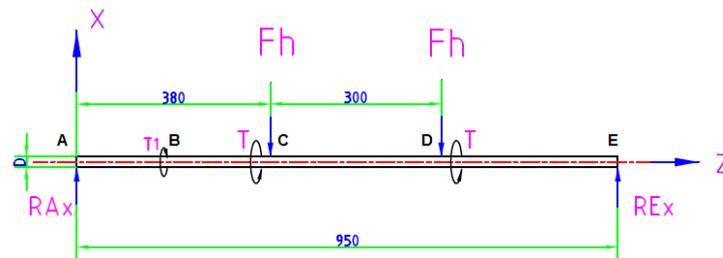


Figura 5.19 Diagrama de cuerpo libre del eje del rodillo superior en el plano X-Z

Fuente: PROPIA

Cálculo de reacciones:

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Ec. [5.30]}$$

$$380 * F_h + 680 * F_h = 950 * RE_x$$

$$380 * 49 + 680 * 49 = 950 * RE_x$$

$$RE_x = 54,67 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ec. [5.31]}$$

$$2 * F_h = RE_x + RA_x$$

$$RA_x = 2 * F_h - RE_x$$

$$RA_x = 2 * 49 - 54,67 = 43,33 \text{ [N]}$$

Una vez determinadas las reacciones en los apoyos se procede a realizar los siguientes diagramas de cortante y de momento.

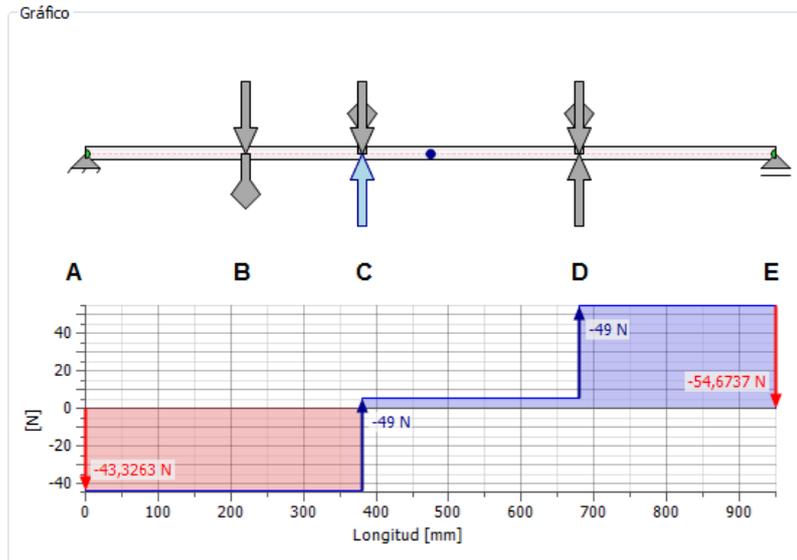


Figura 5.20 Diagrama de cortante del eje del rodillo superior en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

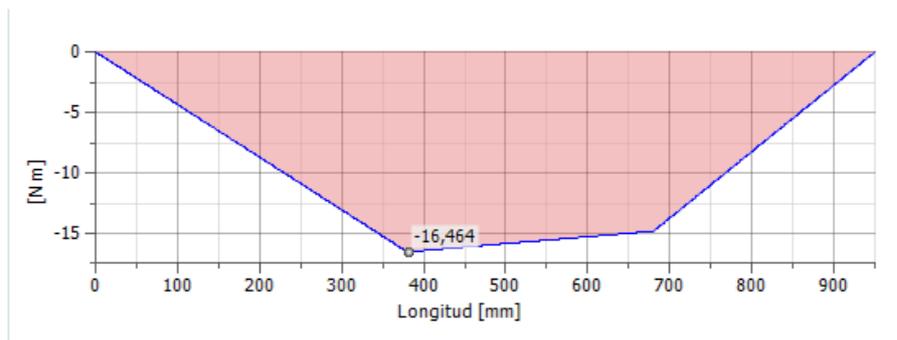


Figura 5.21 Diagrama de momento del eje del rodillo superior en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

Selección del material.

Tabla 5.3 Propiedades y dimensiones del eje para el rodillo superior

Material a utilizar	Acero AISI 1018
Resistencia a la Fluencia [Sy]	235 [Mpa] ³⁵
Resistencia última a la tensión [Sut]	410 [MPa] ³⁶
Diámetro asumido del eje [D]	0,019[m]
Longitud del eje	0,950 [m]
Velocidad de operación	1800 [rpm]

Fuente: PROPIA

Sección crítica.

Como se puede observar en el diagrama de momentos la sección crítica es la D.

Momento resultante:

$$M_D = \sqrt{M_{yzD}^2 + M_{xzD}^2} \quad Ec. [5.32]$$

$$M_D = \sqrt{9,2^2 + 15^2} = 17,6 [N * m]$$

Fuerza cortante resultante:

$$V_D = \sqrt{V_{yzD}^2 + V_{xzD}^2} \quad Ec. [5.33]$$

$$V_D = \sqrt{15,6^2 + 92,32^2} = 93,63 [N]$$

³⁵ http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

³⁶ http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

Esfuerzos normales.

$$\sigma_z = \frac{32 * M}{\pi * (D^3)} \quad \text{Ec. [5.34]}^{37}$$

Donde:

$\sigma_z = \text{esfuerzos normales [Pa]}$

$M = \text{momento flector [N * m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\sigma_z = \frac{32 * 17,6}{\pi * (0,019^3)} = 26136773 \text{ [Pa]} = 26,14 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzos cortantes debido a la torsión.

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.35]}^{38}$$

Donde:

$\tau_{yz1} = \text{esfuerzo cortante [Pa]}$

$T = \text{momento torsionate [N * m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * 4,2}{\pi * 0,019^3} = 3118592 \text{ [Pa]} = 3,12 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante:

$$\tau_{yz2} = \frac{16 * V}{3 * \pi * D^2} \quad \text{Ec. [5.36]}^{39}$$

³⁷BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 87

³⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 99

³⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 94

Donde:

$\tau_{yz2} = \text{esfuerzo cortante [Pa]}$

$V = \text{fuerza cortante [N]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\tau_{yz2} = \frac{16 * 93,63}{3 * \pi * 0,019^2} = 440308 \text{ [Pa]} = 0,44 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante total:

$$\tau_{yz} = \tau_{yz1} + \tau_{yz2} \quad \text{Ec. [5.37]}$$

Donde:

$\tau_{yz} = \text{esfuerzo cortante total}$

$\tau_{yz1} = \text{esfuerzo cortante debido a la torsión}$

$\tau_{yz2} = \text{esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante}$

$$\tau_{yz} = 3,12 + 0,44 = 3,56 \text{ [Pa]}$$

Esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. [5.38]}^{40}$$

Dado que no hay esfuerzos normales en la dirección (Y) la ecuación [5.38] se reduce a la siguiente forma:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

⁴⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 80

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{26,14}{2}\right)^2 + 3,56^2} = 13,55 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad estático.

El factor de seguridad estático de acuerdo a la Teoría del esfuerzo cortante máximo es el que se muestra en la siguiente ecuación:

$$n = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. [5.39]}^{41}$$

Donde:

n = factor de seguridad estático.

S_y = resistencia a la fluencia.

τ_{max} = esfuerzo cortante máximo.

$$n = \frac{0,5 * 235}{13,55} = 8,7$$

5.3.3.2 Diseño por resistencia a la Fatiga.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * S'_e \quad \text{Ec. [5.40]}^{42}$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria; 205 [MPa]⁴³.

k_a = factor de superficie; 0,84⁴⁴.

⁴¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 211

⁴² SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 307

⁴³ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 294

⁴⁴ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 308

$k_b =$ factor de tamaño; 0,89⁴⁵.

$k_c =$ factor de confiabilidad; 1⁴⁶.

$k_d =$ factor de temperatura; 1⁴⁷.

$k_e =$ factor de modificación por concentración de esfuerzo; 1⁴⁸.

$k_f =$ factor de efectos diversos; 1⁴⁹.

$S_{ut} =$ resistencia última a la tracción.

Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y a la torsión están dados por:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2)^{1/2} \quad Ec. [5.41]^{50}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2)^{1/2} \quad Ec. [5.42]^{51}$$

Donde:

$\sigma_m =$ esfuerzo medio

$\sigma'_m =$ esfuerzo medio de Von Mises

$\sigma_a =$ esfuerzo alternante

$\sigma'_a =$ esfuerzo alternante de Von Mises

$\tau_a =$ esfuerzo cortante alternante

$\tau_m =$ esfuerzo cortante medio

⁴⁵ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 313

⁴⁶ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 319

⁴⁷ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 321

⁴⁸ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 322

⁴⁹ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 324

⁵⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

⁵¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

Aplicando la ecuación [5.40] se tiene:

$$S_e = 0,84 * 0,89 * 1 * 1 * 1 * 205 = 153,26 [MPa]$$

Aplicando ecuación [5.41] se tiene:

$$\sigma'_a = \sigma_a = \frac{32 * M}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.43]}^{52}$$

Donde:

σ'_a = esfuerzo alternate de Von Mises [Pa]

σ_a = esfuerzo alternante [Pa]

M = momento flector [$N * m$]

D = diámetro del eje [m]

Por lo tanto:

$$\sigma'_a = \frac{32 * 17,6}{\pi * (0,019^3)} = 26136773 [Pa] = 26,14 [MPa]$$

Aplicando la ecuación [5.42] se tiene:

$$\sigma'_m = \tau_m = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.44]}^{53}$$

Donde:

σ'_m = esfuerzo medio de Von Mises

τ_m = esfuerzo cortante medio

T = momento torsor [$M * m$]

D = diámetro del eje [m]

⁵² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

⁵³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

Por lo tanto:

$$\sigma'_m = \frac{16 * 4,2}{\pi * 0,019^3} = 3118592 [Pa] = 3,12 [MPa]$$

Factor de seguridad a fatiga:

De acuerdo al criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman se tiene que:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} \quad Ec. [5.45]^{54}$$

Donde:

n = factor de seguridad a fatiga

σ'_a = esfuerzo alternate de Von Mises

σ'_m = esfuerzo medio de Von Mises

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_{ut} = resistencia última a la tracción

$$n = \frac{1}{\frac{26,14}{153,26} + \frac{3,12}{410}} = 5,6$$

5.3.3.3 Rigidez en árboles.

Ángulo de torsión.

$$\theta = \frac{32 * T * L}{\pi * G * D^4} \quad Ec. [5.46]^{55}$$

Donde:

θ = ángulo de torsión [radianes]

⁵⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

⁵⁵ GERE J. ; Mecánica de materiales; Editorial Thomson; Sexta edición; pág. 193

$T = \text{momento torsor } [N * m]$

$L = \text{longitud del eje } [m]$

$G = \text{módulo de rigidez del acero; } 8 * 10^{10} [Pa]$

$D = \text{diámetro del eje } [m]$

$$\theta = \frac{32 * 4,2 * 0,95}{\pi * (8 * 10^{10}) * 0,019^4} = 0,004[\text{radianes}] = 0,23 [\text{grados}]$$

Ángulo de torsión admisible.

El ángulo de torsión admisible para los árboles de transmisión en general es:

$$\theta_T = (0,25 \dots \dots \dots 0,5) * L \text{ [grados]} \quad \text{Ec. [5.47]}^{56}$$

Donde:

$\theta_T = \text{ángulo de torsión admisible [grados]}$

$L = \text{longitud del eje o árbol de transmisión } [m]$

$$\theta_T = 0,5 * 0,950 = 0,475 [\text{grados}]$$

Como se puede ver el ángulo de torsión admisible es mayor que el ángulo de torsión del eje; por lo tanto el eje no fallara por rigidez torsional.

⁵⁶ <http://es.scribd.com/doc/86474397/Ejes-y-Arboles-Teoria>

Deflexión.

Deflexión en el plano Y-Z.

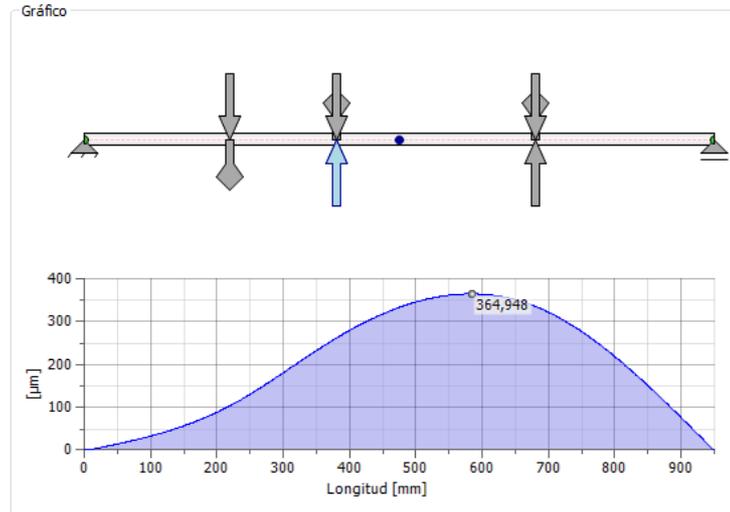


Figura 5.22 Deflexión del eje del rodillo superior en el plano Y-Z

Fuente: PROPIA

Deflexión en el plano X-Z.

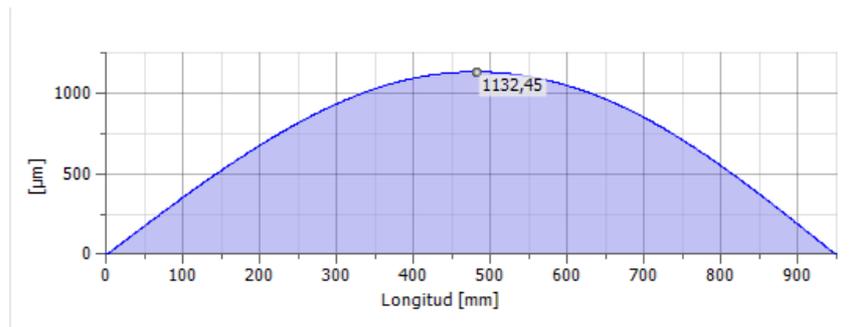


Figura 5.23 Deflexiones del eje del rodillo superior en el plano X-Z

Fuente: PROPIA

Como se puede apreciar en los gráficos la mayor deflexión se da en una sección ubicada a 475 [mm] de longitud del eje.

Por lo tanto la deflexión máxima del eje es la siguiente:

$$y_{m\acute{a}x} = \sqrt{y_{\max Y-Z}^2 + y_{\max X-Z}^2} \quad Ec. [5.48]$$

Donde:

$y_{m\acute{a}x} = \text{deflexi3n m\acute{a}xima del eje [mm]}$

$y_{\text{max}Y-Z} = \text{deflexi3n m\acute{a}xima del eje en el plano Y - Z [mm]}$

$y_{\text{max}X-Z} = \text{deflexi3n m\acute{a}xima del eje en el plano X - Z [mm]}$

$$y_{m\acute{a}x} = \sqrt{0,33^2 + 1,13^2} = 1,18 \text{ [mm]}$$

Deflexi3n Admisible.

La deflexi3n admisible para \rboles de transmisi3n en general est\acute{a} dada por:

$$y_{ad} = (0,001 \dots \dots \dots 0,003) * L \quad \text{Ec. [5.49]}^{57}$$

Donde:

$y_{ad} = \text{deflexi3n admisible [mm]}$

$L = \text{longitud entre apoyos [mm]}$

$$y_{ad} = 0,003 * 950 = 2,85 \text{ [mm]}$$

Como se puede ver la deflexi3n admisible es mayor que la deflexi3n del eje; por lo tanto el eje no tiene problemas de deflexi3n.

Velocidad cr\acute{itica.

Para evitar vibraciones la velocidad angular de operaci3n tiene que ser menor o igual al 65% de la velocidad critica del eje.

$$\omega_{\text{operaci3n}} \leq 0,65 * \omega_{\text{cr\acute{itica}}} \quad \text{Ec. [5.50]}^{58}$$

Donde:

$\omega_{cr \text{ min}} = \text{velocidad angular m\acute{inima.}$

$\omega_{op} = \text{velocidad angular de operaci3n.}$

⁵⁷ <http://es.scribd.com/doc/69000566/Rigidez-de-arboles>

⁵⁸ http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap5.pdf

En el caso de un ensamble de elementos, el método de Rayleigh para masas concentradas establece:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{g * \sum W_i * y_i}{\sum W_i * y_i^2}} \quad \text{Ec. [5.51]}^{59}$$

Donde:

$$\omega_{cr} = \text{velocidad angular crítica} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$g = \text{gravedad}; 9800 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \right]$$

$$W = \text{peso del elemento} [N]$$

$$y = \text{deflexión en la ubicación del elemento} [mm]$$

La deflexión debido a la presencia de los diferentes elementos montados sobre el eje se muestra en la figura [5.35]:

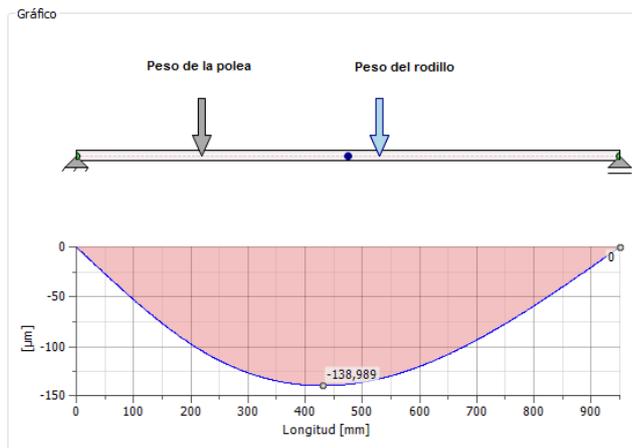


Figura 5.24 Deflexión del eje del rodillo superior.

Fuente: PROPIA

⁵⁹BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 366

Tabla 5.4 Datos de los elementos montados sobre el eje del rodillo superior.

Velocidad angular de operación	188,5 [rad/s]=1800[rpm]
Peso de la polea	13 [N]
Deflexión debido al peso de la polea	0,1 [mm]
Peso del rodillo	1,8 [N]
Deflexión debido al peso del rodillo	0,125 [mm]

Fuente: PROPIA.

Por lo tanto al aplicar la ecuación [5.51] se tiene que:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{9800 * ((13 * 0,1) + (1,8 * 0,125))}{((13 * 0,1^2) + (1,8 * 0,125^2))}} = 305,62 \left[\frac{rad}{s} \right] = 2919 [rpm]$$

$$\omega_{operación} \leq 0,65 * \omega_{critica}$$

$$\omega_{operación} \leq 0,65 * 2919$$

$$1800 \leq 1897 [rpm]$$

Se puede observar que la velocidad crítica es mayor que la velocidad de operación; por lo tanto no hay vibraciones.

5.3.4 DISEÑO DEL EJE PARA EL RODILLO INFERIOR.

5.3.4.1 Diseño por resistencia estática.

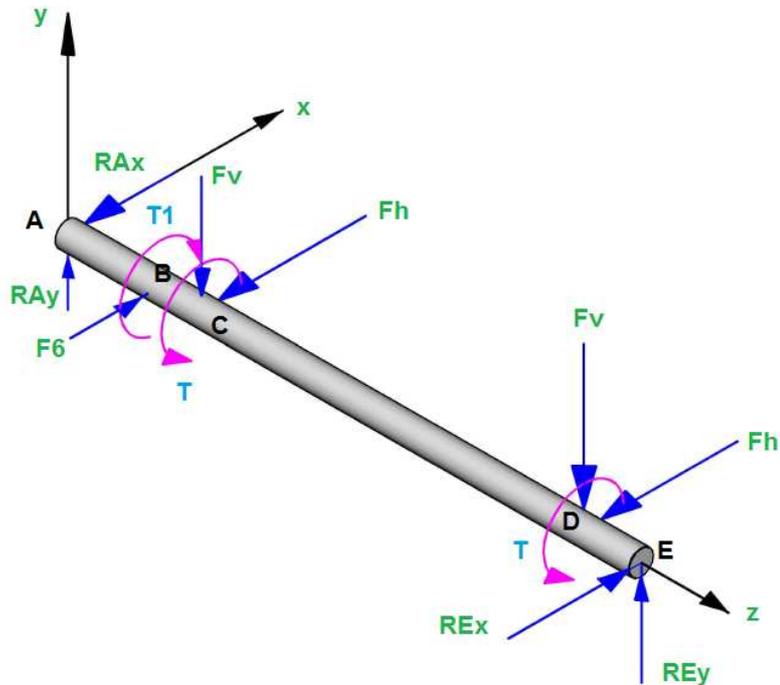


Figura 5.25 Diagrama de cuerpo libre del eje del rodillo inferior.

Fuente: PROPIA

Donde:

T = torque transmitido del rodillo al eje [N * m]

T_1 = torque transmitido por la polea al eje; 4,2 [N * m] de la sección 5.2.2

R_A, R_E = reacción de los apoyos [N]

F_6 = fuerza resultante de la polea sobre el eje [N]

F_v = Reacción vertical del cilindro sobre el eje [N]

F_h = Reacción horizontal del cilindro sobre el eje [N]

Para el cálculo de las tensiones en la banda se utiliza las siguientes ecuaciones:

$$\frac{F_7}{F_8} = e^{f \cdot \theta} \quad \text{Ec. [5.52]}^{60}$$

$$(F_7 - F_8) * \frac{d_p}{2} = T_1 \quad \text{Ec. [5.53]}^{61}$$

Donde:

F_7 = tensión en el lado tirante de la banda [N]

F_8 = tensión en el lado flojo de la banda [N]

f = coeficiente de fricción entre la banda y la polea; 0,4⁶²

θ = ángulo de contacto entre la banda y la polea [rad]

d_p = diámetro de la polea; 0,07 [m]

T_1 = torque transmitido por la polea al eje [N * m]

Aplicando las ecuaciones [5.52] y [5.53] se tiene:

$$F_7 = e^{0,4*\pi} * F_8 = 3,51 * F_8$$

$$F_8 = \frac{F_7}{3,51}$$

$$F_7 * (0,72) * 0,035 = 4,2$$

$$F_7 = 167 \text{ [N]}$$

$$F_8 = 48 \text{ [N]}$$

Por lo tanto F_6 es igual a la suma de la fuerza del lado tirante más la fuerza del lado flojo.

$$F_6 = F_7 + F_8 \quad \text{Ec. [5.54]}$$

Donde:

F_6 = fuerza resultante

F_7 = fuerza del lado tirante

⁶⁰ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 802

⁶¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 853

⁶² SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 804

F_8 = fuerza del lado flojo

$$F_6 = F_7 + F_8 = 215 \text{ [N]}$$

Análisis de fuerzas y reacciones en el plano Y-Z.

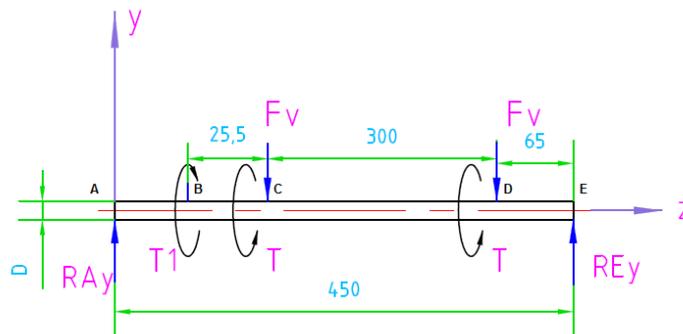


Figura 5.26 Diagrama de cuerpo libre del eje del rodillo inferior en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

Cálculo de reacciones:

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Ec. [5.55]}$$

$$85 * F_v + 385 * F_v = 450 * RE_y$$

$$85 * 50 + 385 * 50 = 450 * RE_y$$

$$RE_y = 52,22 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ec. [5.56]}$$

$$RA_y + RE_y = 2 * F_v$$

$$RA_y = 2 * F_v - RE_y$$

$$RA_y = 2 * 50 - 52,22 = 47,78 \text{ [N]}$$

Una vez determinadas las reacciones en los apoyos se procede a realizar los siguientes diagramas de cortante y de momento.

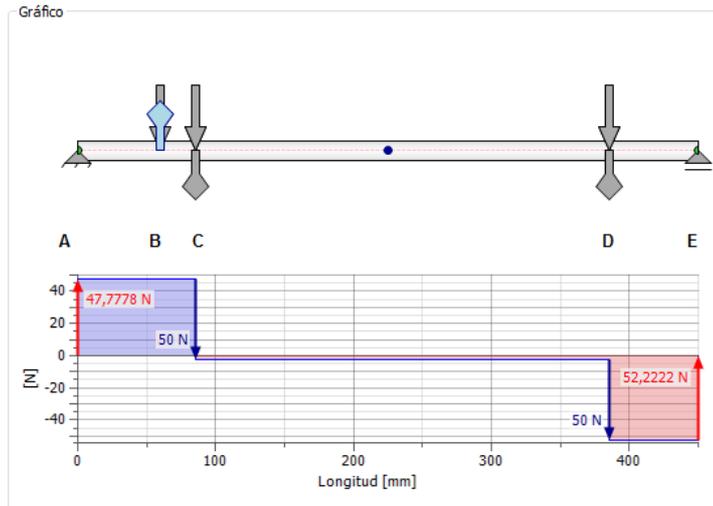


Figura 5.27 Diagrama de cortante del eje del rodillo inferior en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

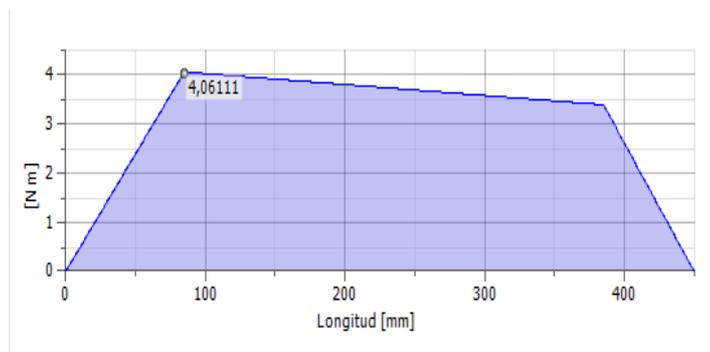


Figura 5.28 Diagrama de momento del eje del rodillo inferior en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

Análisis de fuerzas y reacciones en el plano X-Z.

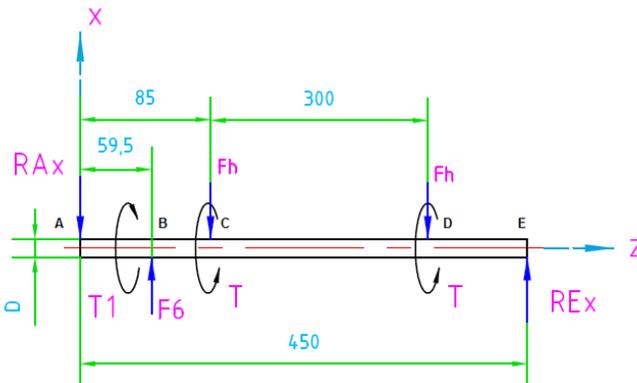


Figura 5.29 Diagrama de cuerpo libre para el eje del rodillo inferior, plano X-Z.

Fuente: PROPIA

Cálculo de reacciones:

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Ec. [5.57]}$$

$$85 * F_h + 385 * F_h = 450 * RE_x + F_6 * 59,5$$

$$85 * 49 + 385 * 49 = 450 * RE_x + 215 * 59,5$$

$$RE_x = 22,75 [N]$$

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ec. [5.58]}$$

$$2 * F_h + RA_x = RE_x + F_6$$

$$RA_x = RE_x + F_6 - 2 * F_h$$

$$RA_x = 22,75 + 215 - 2 * 49 = 139,75 [N]$$

Una vez determinadas las reacciones en los apoyos se procede a realizar los siguientes diagramas de cortante y de momento.

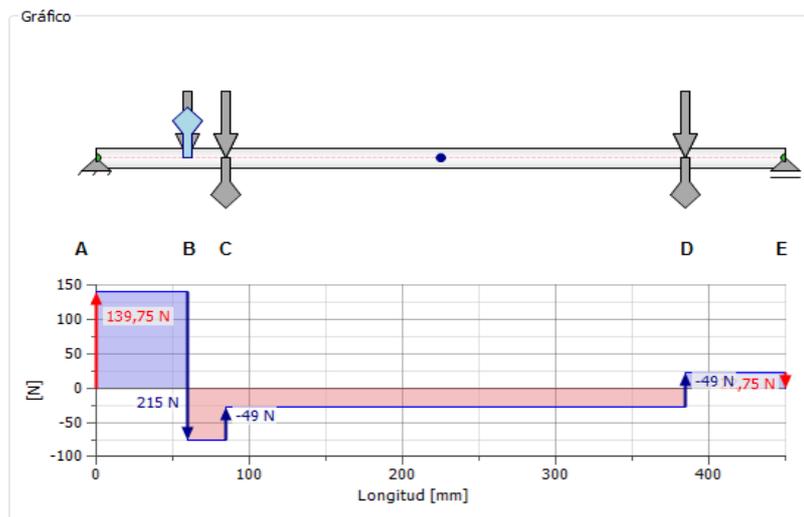


Figura 5.30 Diagrama de cortante para el eje del rodillo inferior en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

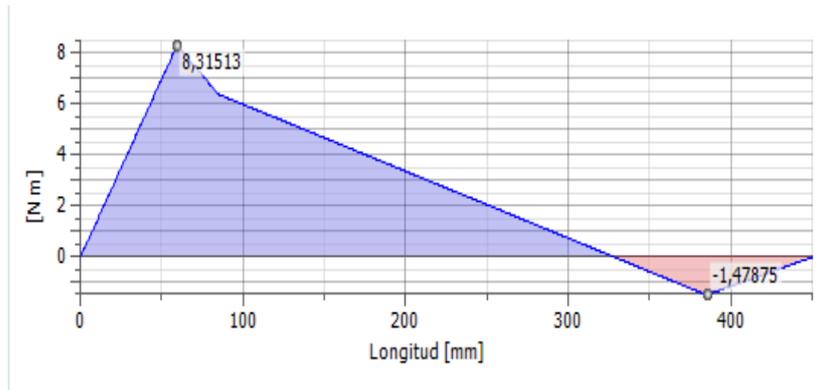


Figura 5.31 Diagrama de momento flector del eje del rodillo inferior en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

Selección del material.

Tabla 5.5 Propiedades y características del material para el eje del rodillo inferior.

Material a utilizar	Acero AISI 1018
Esfuerzo de Fluencia [Sy]	235 [Mpa] ⁶³
Resistencia última a la tensión [Sut]	410 [MPa] ⁶⁴
Diámetro asumido del eje [D]	0,0156 [m]
Longitud del eje	0,45 [m]

Fuente: PROPIA

Sección Crítica.

Según el diagrama de momentos la sección crítica es la B.

Momento resultante:

$$M_B = \sqrt{M_{yzB}^2 + M_{xzB}^2} \quad \text{Ec. [5.59]}$$

$$M_B = \sqrt{3^2 + 8,3^2} = 8,83 [N * m]$$

⁶³ http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

⁶⁴ http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

Fuerza cortante resultante:

$$V_B = \sqrt{V_{yzB}^2 + V_{xzB}^2} \quad \text{Ec. [5.60]}$$

$$V_B = \sqrt{47,7^2 + 139,75^2} = 147,7 \text{ [N]}$$

Esfuerzos normales.

$$\sigma_z = \frac{32 * M}{\pi * (D^3)} \quad \text{Ec. [5.61]}^{65}$$

Donde:

$\sigma_z = \text{esfuerzos normales [Pa]}$

$M = \text{momento flector [N * m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\sigma_z = \frac{32 * 8,83}{\pi * (0,0156^3)} = 23691198 \text{ [Pa]} = 23,7 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzos cortantes debido a la torsión:

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.62]}^{66}$$

Donde:

$\tau_{yz1} = \text{esfuerzo cortante [Pa]}$

$T = \text{momento torsionate [N * m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * 4,2}{\pi * 0,0156^3} = 5634373 \text{ [Pa]} = 5,63 \text{ [MPa]}$$

⁶⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 87

⁶⁶BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 99

Esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante:

$$\tau_{yz2} = \frac{16 * V}{3 * \pi * D^2} \quad \text{Ec. [5.63]}^{67}$$

Donde:

τ_{yz2} = *esfuerzo cortante [Pa]*

V = *fuerza cortante [N]*

D = *diámetro del eje [m]*

$$\tau_{yz2} = \frac{16 * 147,7}{3 * \pi * 0,0156^2} = 1030339 \text{ [Pa]} = 1,03 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante total:

$$\tau_{yz} = \tau_{yz1} + \tau_{yz2} \quad \text{Ec. [5.64]}$$

Donde:

τ_{yz} = *esfuerzo cortante total*

τ_{yz1} = *esfuerzo cortante debido a la torsión*

τ_{yz2} = *esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante*

$$\tau_{yz} = 5,63 + 1,03 = 6,66 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec [5.65]}^{68}$$

Dado que no existen esfuerzos normales en la dirección Y, la ecuación [5.65] se reduce a la siguiente forma:

⁶⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 94

⁶⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 80

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{23,7}{2}\right)^2 + 6,66^2} = 13,6 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad estático.

Factor de seguridad estático de acuerdo a la Teoría del esfuerzo cortante máximo:

$$n = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. [5.66]}^{69}$$

Donde:

n = factor de seguridad estático

S_y = resistencia a la fluencia

τ_{max} = esfuerzo cortante máximo

$$n = \frac{0,5 * 235}{13,6} = 8,7$$

5.3.4.2 Diseño por resistencia a la Fatiga:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * S'_e \quad \text{Ec. [5.67]}^{70}$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria; 205 [MPa]⁷¹

⁶⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 211

⁷⁰ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 307

⁷¹ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 294

$k_a =$ factor de superficie; 0,84⁷².

$k_b =$ factor de tamaño; 0,91⁷³.

$k_c =$ factor de confiabilidad; 1⁷⁴.

$k_d =$ factor de temperatura; 1⁷⁵.

$k_e =$ factor de modificación por concentración de esfuerzo; 1⁷⁶.

$k_f =$ factor de efectos diversos; 1⁷⁷.

$S_{ut} =$ resistencia última a la tracción.

Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y a la torsión están dados por:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2)^{1/2} \quad Ec. [5.68]^{78}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2)^{1/2} \quad Ec. [5.69]^{79}$$

Donde:

$\sigma_m =$ esfuerzo medio

$\sigma'_m =$ esfuerzo medio de Von Mises

$\sigma_a =$ esfuerzo alternante

$\sigma'_a =$ esfuerzo alternate de Von Mises

⁷² SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 308

⁷³ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 313

⁷⁴ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 319

⁷⁵ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 321

⁷⁶ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 322

⁷⁷ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 324

⁷⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

⁷⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

τ_a = esfuerzo cortante alternante

τ_m = esfuerzo cortante medio

Aplicando la ecuación [5.67] se tiene que:

$$S_e = 0,84 * 0,91 * 1 * 1 * 1 * 205 = 156,7 [MPa]$$

Al aplicar la ecuación [5.68] se tiene que:

$$\sigma'_a = \sigma_a = \frac{32 * M}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.70]}^{80}$$

Donde:

σ'_a = esfuerzo alternante de Von Mises [Pa]

σ_a = esfuerzo alternante [Pa]

M = momento flector [$N * m$]

D = diámetro del eje [m]

Por lo tanto:

$$\sigma'_a = \frac{32 * 8,83}{\pi * (0,0156^3)} = 23691198 [Pa] = 23,7 [MPa]$$

Al aplicar la ecuación [5.69] se tiene:

$$\sigma'_m = \tau_m = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.71]}^{81}$$

Donde:

σ'_m = esfuerzo medio de Von Mises

τ_m = esfuerzo cortante medio

⁸⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

⁸¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

$T = \text{momento torsor } [M * m]$

$D = \text{diámetro del eje } [m]$

$$\sigma'_m = \frac{16 * 4,2}{\pi * 0,0156^3} = 5634373 [Pa] = 5,63 [MPa]$$

Factor de seguridad a fatiga.

De acuerdo al criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman el factor de seguridad a fatiga está dado por la siguiente ecuación:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} \quad \text{Ec. [5.72]}^{82}$$

Donde:

$n = \text{factor de seguridad a fatiga}$

$\sigma'_a = \text{esfuerzo alternate de Von Mises}$

$\sigma'_m = \text{esfuerzo medio de Von Mises}$

$S_e = \text{límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico}$

$S_{ut} = \text{resistencia última a la tracción}$

$$n = \frac{1}{\frac{23,7}{156,7} + \frac{5,63}{410}} = 6$$

5.3.4.3 Rigidez en árboles.

Ángulo de torsión.

El ángulo de torsión está dado por la siguiente ecuación:

$$\theta = \frac{32 * T * L}{\pi * G * D^4} \quad \text{Ec. [5.73]}^{83}$$

⁸² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

⁸³ GERE J. ; Mecánica de materiales; Editorial Thomson; Sexta edición; pág. 193

Donde:

$\theta = \text{ángulo de torsión [radianes]}$

$T = \text{momento torsor [N * m]}$

$L = \text{longitud del eje [m]}$

$G = \text{módulo de rigidez del acero; } 8 * 10^{10} \text{ [Pa]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\theta = \frac{32 * 4,2 * 0,45}{\pi * (8 * 10^{10}) * 0,0156^4} = 0,004[\text{radianes}] = 0,23[\text{grados}]$$

Ángulo de torsión admisible.

El ángulo de torsión admisible para los árboles de transmisión en general es:

$$\theta_T = (0,25 \dots \dots \dots 0,5) * L \text{ [grados]} \quad \text{Ec. [5.74]}^{84}$$

Donde:

$\theta_T = \text{ángulo de torsión admisible [grados]}$

$L = \text{longitud del eje o árbol de transmisión [m]}$

$$\theta_T = 0,5 * 0,450 = 0,23 \text{ [grados]}$$

Se puede observar que el ángulo de torsión admisible es igual al ángulo de torsión del eje; por lo tanto el eje no falla por rigidez torsional.

⁸⁴ <http://es.scribd.com/doc/86474397/Ejes-y-Arboles-Teoria>

Deflexión.

Deflexión en el plano Y-Z.

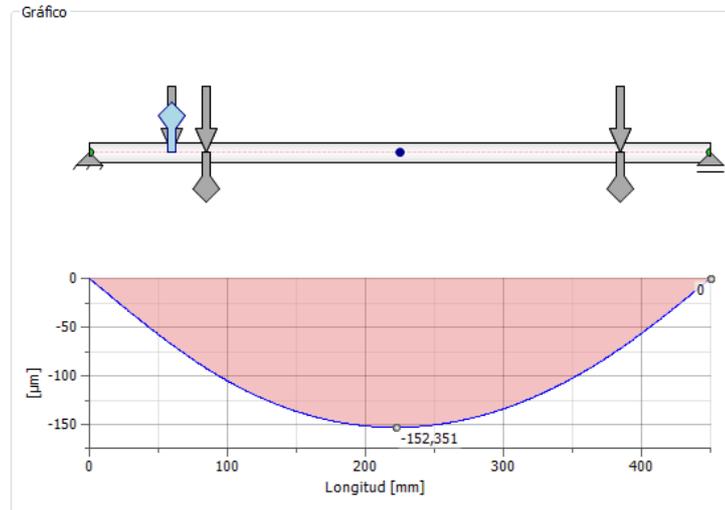


Figura 5.32 Deflexión del eje del rodillo inferior en el plano Y-Z

Fuente: PROPIA

Deflexión en el plano X-Z.

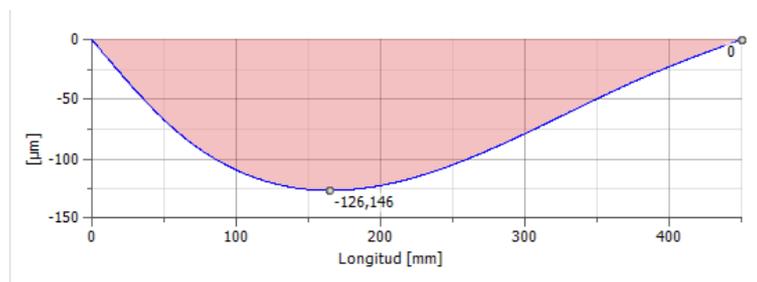


Figura 5.33 Deflexiones del eje del rodillo inferior en el plano X-Z

Fuente: PROPIA

Como se puede apreciar en los gráficos la mayor deflexión se da en una sección ubicada a 200 [mm] de longitud del eje.

Por lo tanto la deflexión máxima del eje es la siguiente:

$$y_{\text{máx}} = \sqrt{y_{\text{máx}Y-Z}^2 + y_{\text{máx}X-Z}^2} \quad \text{Ec. [5.75]}$$

Donde:

$y_{m\acute{a}x}$ = deflexión máxima del eje [mm]

$y_{\max Y-Z}$ = deflexión máxima del eje en el plano Y – Z [mm]

$y_{\max X-Z}$ = deflexión máxima del eje en el plano X – Z [mm]

$$y_{m\acute{a}x} = \sqrt{0,15^2 + 0,125^2} = 0,2 \text{ [mm]}$$

Deflexión Admisible.

La deflexión admisible para árboles de transmisión en general está dada por:

$$y_{ad} = (0,001 \dots \dots \dots 0,003) * L \quad \text{Ec. [5.76]}^{85}$$

Donde:

y_{ad} = deflexión admisible [mm]

L = longitud entre apoyos [mm]

$$y_{ad} = 0,003 * 450 = 1,35 \text{ [mm]}$$

Como se puede ver la deflexión admisible es mayor que la deflexión del eje; por lo tanto el eje no tiene problemas de deflexión.

5.3.4.4 Análisis de velocidad crítica.

Para evitar vibraciones la velocidad angular de operación debe ser igual a:

$$\omega_{operación} \leq 0,65 * \omega_{crítica} \quad \text{Ec. [5.77]}^{86}$$

Donde:

$\omega_{cr \text{ min}}$ = velocidad angular mínima.

ω_{op} = velocidad angular de operación.

n el caso de un ensamble de elementos, el método de Rayleigh para masas concentradas establece:

⁸⁵ <http://es.scribd.com/doc/69000566/Rigidez-de-arboles>

⁸⁶ http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap5.pdf

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{g * \sum W_i * y_i}{\sum W_i * y_i^2}} \quad \text{Ec. [5.78]}^{87}$$

Donde:

ω_{cr} = velocidad angular crítica $[\frac{rad}{s}]$

g = gravedad; $9800 [\frac{mm}{s^2}]$

W = peso del elemento [N]

y = deflexión en la ubicación del elemento [mm]

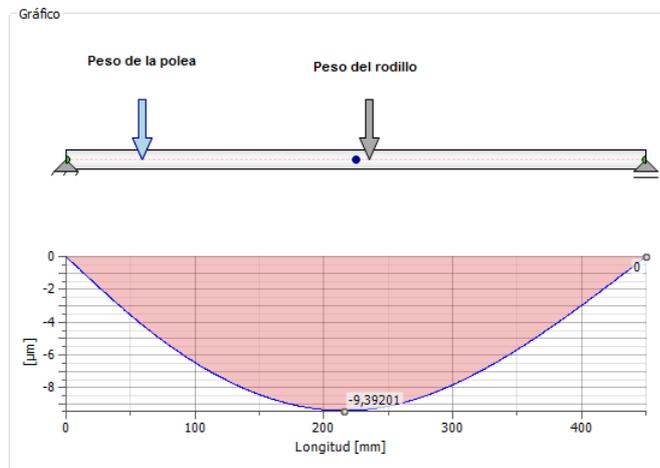


Figura 5.34 Deflexión del eje del rodillo inferior debido al peso de sus componentes.

Fuente: PROPIA

Tabla 5.6 Datos para el cálculo de la velocidad crítica del eje del rodillo inferior.

Velocidad angular de operación	188,5 [rad/s]=1800[rpm]
Peso de la polea	3 [N]
Deflexión debido al peso de la polea	0,004 [mm]
Peso del rodillo	1,8 [N]
Deflexión debido al peso del rodillo	0,0094

Fuente: PROPIA

⁸⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 366

Al aplicar la ecuación [5.78] se tiene:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{9800 * ((3 * 0,004) + (1,8 * 0,0094))}{((3 * 0,004^2) + (1,8 * 0,0094^2))}} = 1161,7 \left[\frac{rad}{s} \right] = 11094 [rpm]$$

$$\omega_{operación} \leq 0,65 * \omega_{crítica}$$

$$\omega_{operación} \leq 0,65 * 11094$$

$$1800 \leq 7211 [rpm]$$

Como se puede ver la velocidad crítica es mucho mayor que la velocidad de operación; por lo tanto no hay vibraciones.

5.3.5 DISEÑO DEL EJE DE LOS DISCOS.

5.3.5.1 Diseño por resistencia estática.

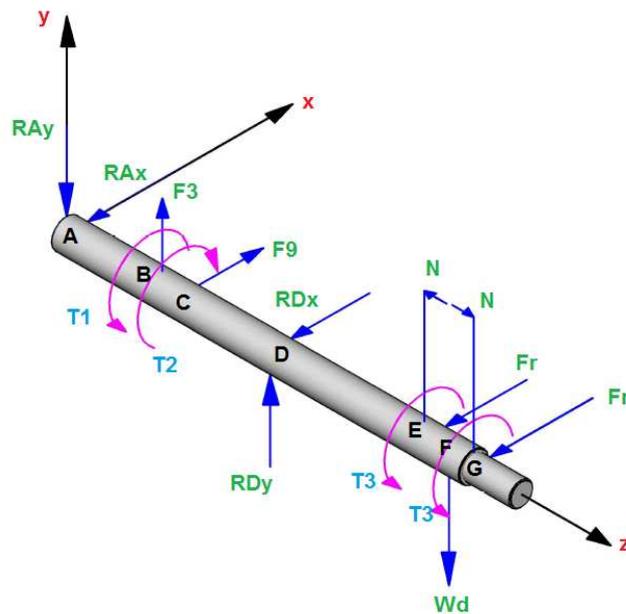


Figura 5.35 Diagrama de cuerpo libre del eje de los discos.

Fuente: PROPIA

Donde:

T_1 = torque necesario a transmitir para el rodillo; 4,2 [N * m] de la sección 5.2.2

T_2 = torque transmitido al eje [N * m]

T_3 = torque para el lijado mediante discos; 3,94 [N * m] de la sección 5.2.3

$F_3 =$ fuerza resultante de la polea sobre el eje [N]

$F_9 =$ fuerza resultante de la polea sobre el eje [N]

$F_r =$ fuerza de rozamiento [N]

$N =$ fuerza de normal sobre los discos [N]

$RA, RD =$ reacciones de los apoyos [N]

$W_d =$ peso de los discos y elementos de acople; 100 [N]

Torque Transmitido al eje.

$$T_2 = T_1 + 2 * T_3 \quad \text{Ec. [5.79]}$$

Por lo tanto:

$$T_2 = 4,2 + 2 * 3,9 = 12 \text{ [N * m]}$$

Para el cálculo de las tensiones en la banda se aplica las siguientes ecuaciones:

$$\frac{F_{10}}{F_{11}} = e^{f*\theta} \quad \text{Ec. [5.80]}^{88}$$

$$(F_{10} - F_{11}) * \frac{d_p}{2} = T_2 \quad \text{Ec. [5.81]}^{89}$$

Donde:

$F_{10} =$ tensión en el lado tirante de la banda [N]

$F_{11} =$ tensión en el lado flojo de la banda [N]

$f =$ coeficiente de fricción entre la banda y la polea; 0,4⁹⁰

$\theta =$ ángulo de contacto entre la banda y la polea [rad]

$d_p =$ diámetro de la polea; 0,16 [m]

⁸⁸ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 802

⁸⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 853

⁹⁰ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 804

$T_2 = \text{torque transmitido por la polea al eje [N * m]}$

Aplicando las ecuaciones [5.80] y [5.81] se tiene que:

$$F_{10} = e^{0,4*\pi} * F_{11} = 3,51 * F_{11}$$

$$F_{11} = \frac{F_{10}}{3,51}$$

$$F_{10} * (0,72) * 0,08 = 12$$

$$F_{10} = 208 \text{ [N]}$$

$$F_{11} = 59,3 \text{ [N]}$$

Por lo tanto F_9 será igual a la suma de la fuerza del lado tirante más la fuerza del lado flojo.

$$F_9 = F_{10} + F_{11} \quad \text{Ec. [5.82]}$$

Donde:

$F_9 = \text{fuerza resultante}$

$F_{10} = \text{fuerza del lado tirante}$

$F_{11} = \text{fuerza del lado flojo}$

$$F_9 = 208 + 59,3 = 267,3 \text{ [N]}$$

Análisis de fuerzas y reacciones en el plano Y-Z.

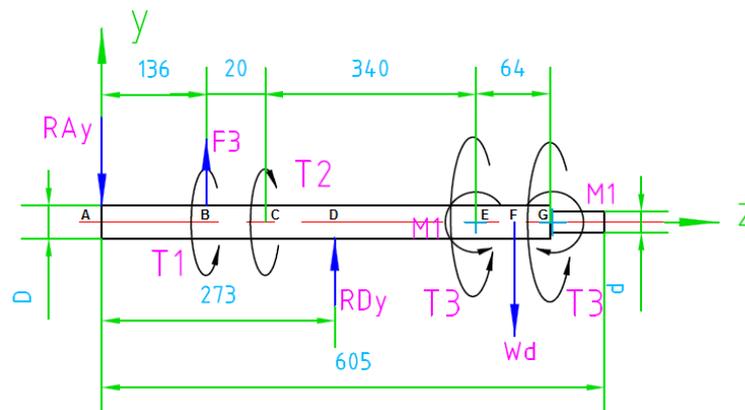


Figura 5.36 Diagrama de cuerpo libre del eje de los discos en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

Para determinar las reacciones en los apoyos se realiza un sumatorio de momentos en el punto A y un sumatorio de fuerzas en el eje Y.

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Ec. [5.83]}$$

$$136 * F_3 + 273 * RD_y = 528 * W_d$$

$$136 * 94 + 273 * RD_y = 528 * 100$$

$$RD_y = 146,6[N]$$

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ec. [5.84]}$$

$$RD_y + F_3 = RA_y + W_d$$

$$RA_y = RD_y + F_3 - W_d$$

$$RA_y = 146,6 + 94 - 100 = 140,6 [N]$$

Una vez determinadas las reacciones en los apoyos se procede a realizar los siguientes diagramas de cortante y de momento.

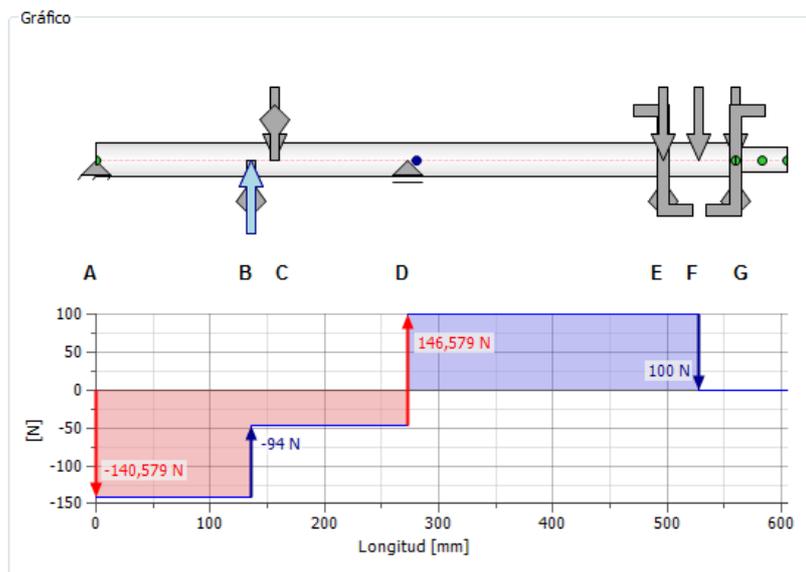


Figura 5.37 Diagrama de cortante del eje de los discos en el plano Y-Z

Fuente: PROPIA

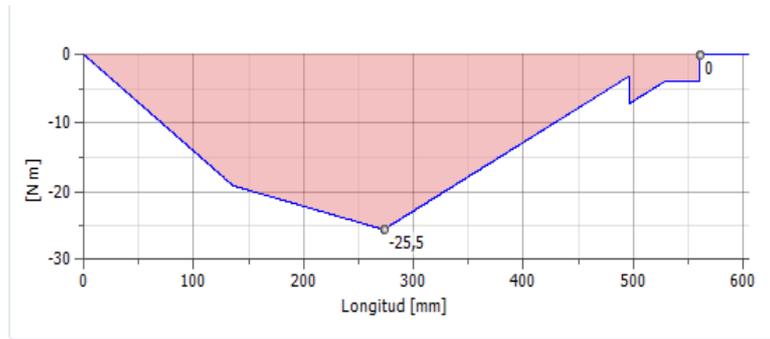


Figura 5.38 Diagrama de momento flector del eje de los discos en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

Análisis de fuerzas y reacciones en el plano X-Z.

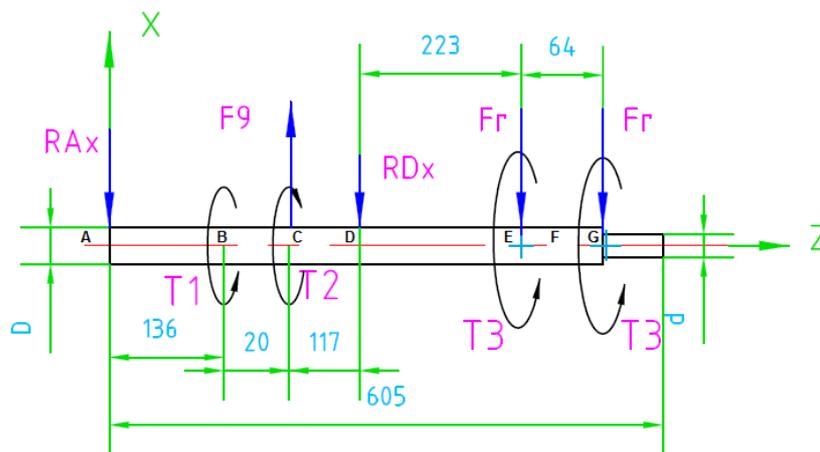


Figura 5.39 Diagrama de cuerpo libre del eje de los discos en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

Para determinar las reacciones en los apoyos se realiza un sumatorio de momentos en el punto A y un sumatorio de fuerzas en el eje X.

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Ec. [5.85]}$$

$$156 * F_9 = 273 * RD_x + F_r * 496 + F_r * 560$$

$$156 * 267,3 = 273 * RD_x + 34,3 * 496 + 34,3 * 560$$

$$RD_x = 20,06 [N]$$

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ec. [5.86]}$$

$$F_9 = 2 * F_r + RD_x + RA_x$$

$$RA_x = F_9 - 2 * F_r - RD_x$$

$$RA_x = 267,3 - 2 * 34,3 - 20,06 = 178,64 \text{ [N]}$$

Una vez determinadas las reacciones en los apoyos se procede a realizar los siguientes diagramas de cortante y de momento.

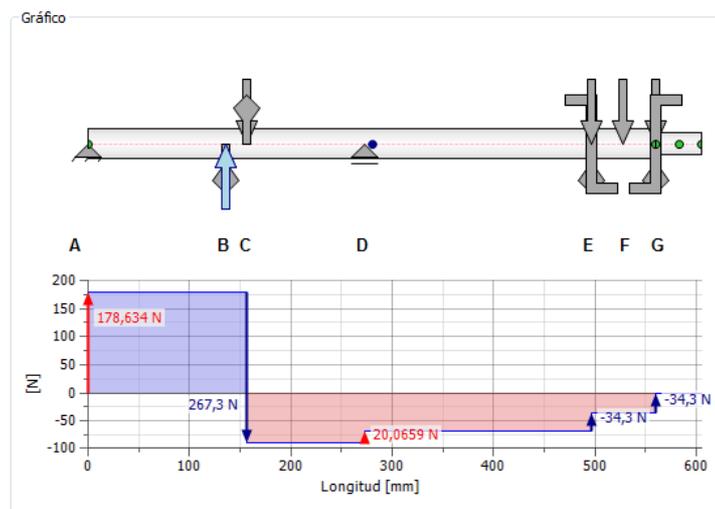


Figura 5.40 Diagrama de cortante del eje de los discos en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

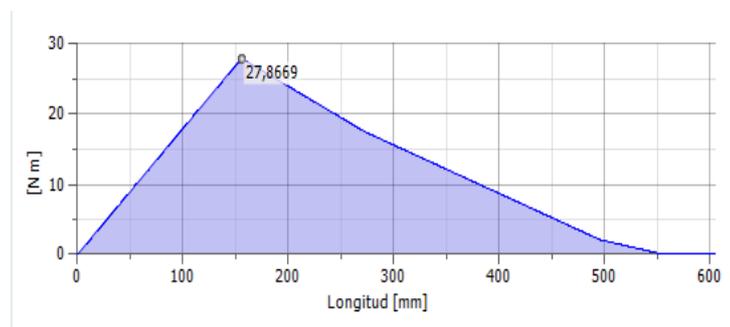


Figura 5.41 Diagrama de momento flector del eje de los discos en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

Sección crítica.

De acuerdo al diagrama de momentos podemos se puede observar que la sección crítica es la C.

Selección del material.

Tabla 5.7 Propiedades y características del material para el eje de los discos.

Material a utilizar	Acero AISI 1018
Esfuerzo de Fluencia [Sy]	235 [Mpa] ⁹¹
Resistencia última a la tensión [Sut]	410 [MPa] ⁹²
Diámetro asumido del eje [D]	0,03175 [m]
Longitud del eje	0,605 [m]

Fuente: PROPIA

Momento resultante:

$$M_C = \sqrt{M_{yzC}^2 + M_{xzC}^2} \quad Ec. [5.87]$$

$$M_C = \sqrt{20^2 + 27,8^2} = 34,25 [N * m]$$

Fuerza cortante resultante:

$$V_C = \sqrt{V_{yzC}^2 + V_{xzC}^2} \quad Ec. [5.88]$$

$$V_C = \sqrt{46,6^2 + 178,6^2} = 184,6 [N]$$

Esfuerzos normales.

$$\sigma_z = \frac{32 * M}{\pi * (D^3)} \quad Ec. [5.89]^{93}$$

⁹¹ http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

⁹² http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

Donde:

$\sigma_z = \text{esfuerzos normales [Pa]}$

$M = \text{momento flector [N * m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\sigma_z = \frac{32 * 34,25}{\pi * (0,03175^3)} = 10900075[\text{Pa}] = 11 [\text{MPa}]$$

Esfuerzos cortantes debido a la torsión.

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.90]}^{94}$$

Donde:

$\tau_{yz1} = \text{esfuerzo cortante [Pa]}$

$T = \text{momento torsionate [N * m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * 12}{\pi * 0,03175^3} = 1909502[\text{Pa}] = 2 [\text{MPa}]$$

Esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante.

$$\tau_{yz2} = \frac{16 * V}{3 * \pi * D^2} \quad \text{Ec. [5.91]}^{95}$$

Donde:

$\tau_{yz2} = \text{esfuerzo cortante [Pa]}$

$V = \text{fuerza cortante [N]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

⁹³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 87

⁹⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 99

⁹⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 94

$$\tau_{yz2} = \frac{16 * 184,6}{3 * \pi * 0,03175^2} = 310880 [Pa] = 0,31 [MPa]$$

Esfuerzo cortante total:

$$\tau_{yz} = \tau_{yz1} + \tau_{yz2} \quad Ec. [5.92]$$

Donde:

τ_{yz} = *esfuerzo cortante total*

τ_{yz1} = *esfuerzo cortante debido a la torsión*

τ_{yz2} = *esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante*

$$\tau_{yz} = 2 + 0,31 = 2,31 [MPa]$$

Esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad Ec. [5.93]^{96}$$

Dado que no existen esfuerzos normales en la dirección Y, la ecuación [5.93] se reduce a la siguiente forma:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{11}{2}\right)^2 + 2,31^2} = 6 [MPa]$$

Factor de seguridad estático.

El factor de seguridad estático según la teoría del esfuerzo cortante máximo es el siguiente:

$$n = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{max}} \quad Ec. [5.94]^{97}$$

⁹⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 80

Donde:

n = factor de seguridad estático

S_y = resistencia a la fluencia

τ_{max} = esfuerzo cortante máximo

$$n = \frac{0,5 * 235}{6} = 19,6$$

5.3.5.2 Diseño por resistencia a la Fatiga:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * S'_e \quad \text{Ec. [5.95]}^{98}$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria; 205 [MPa]⁹⁹.

k_a = factor de superficie; 0,84¹⁰⁰.

k_b = factor de tamaño; 0,85¹⁰¹.

k_c = factor de confiabilidad; 1¹⁰².

k_d = factor de temperatura; 1¹⁰³.

k_e = factor de modificación por concentración de esfuerzo; 1¹⁰⁴.

⁹⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 211

⁹⁸ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 307

⁹⁹ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 294

¹⁰⁰ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 308

¹⁰¹ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 313

¹⁰² SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 319

¹⁰³ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 321

¹⁰⁴ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 322

$k_f =$ factor de efectos diversos; 1¹⁰⁵.

$S_{ut} =$ resistencia última a la tracción.

Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y a la torsión están dados por:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2)^{1/2} \quad \text{Ec. [5.96]}^{106}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2)^{1/2} \quad \text{Ec. [5.97]}^{107}$$

Donde:

$\sigma_m =$ esfuerzo medio

$\sigma'_m =$ esfuerzo medio de Von Mises

$\sigma_a =$ esfuerzo alternante

$\sigma'_a =$ esfuerzo alternate de Von Mises

$\tau_a =$ esfuerzo cortante alternante

$\tau_m =$ esfuerzo cortante medio

Aplicando la ecuación [5.95] se tiene que:

$$S_e = 0,84 * 0,85 * 1 * 1 * 1 * 205 = 146,37 \text{ [MPa]}$$

Al aplicar la ecuación [5.96] se tiene:

$$\sigma'_a = \sigma_a = \frac{32 * M}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.98]}^{108}$$

Donde:

$\sigma'_a =$ esfuerzo alternate de Von Mises [Pa]

¹⁰⁵ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 324

¹⁰⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

¹⁰⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

¹⁰⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

σ_a = esfuerzo alternante [Pa]

M = momento flector [$N * m$]

D = diámetro del eje [m]

$$\sigma'_a = \frac{32 * 34,25}{\pi * (0,03175^3)} = 10900075 [Pa] = 11 [MPa]$$

Al aplicar la ecuación [5.97] se tiene:

$$\sigma'_m = \tau_m = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.99]}^{109}$$

Donde:

σ'_m = esfuerzo medio de Von Mises

τ_m = esfuerzo cortante medio

T = momento torsor [$M * m$]

D = diámetro del eje [m]

$$\sigma'_m = \frac{16 * 12}{\pi * 0,03175^3} = 1909502 [Pa] = 2 [MPa]$$

Factor de seguridad a fatiga.

De acuerdo al criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman se tiene:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} \quad \text{Ec. [5.100]}^{110}$$

Donde:

n = factor de seguridad a fatiga

σ'_a = esfuerzo alternate de Von Mises

¹⁰⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

¹¹⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

σ'_m = esfuerzo medio de Von Mises

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_{ut} = resistencia última a la tracción

$$n = \frac{1}{\frac{11}{146,37} + \frac{2}{410}} = 12,5$$

5.3.5.3 Rigidez en árboles.

Ángulo de torsión.

El ángulo de torsión está dado por la siguiente ecuación:

$$\theta = \frac{32 * T * L}{\pi * G * D^4} \quad \text{Ec. [5.101]}^{111}$$

Donde:

θ = ángulo de torsión [radianes]

T = momento torsor [$N * m$]

L = longitud del eje [m]

G = módulo de rigidez del acero; $8 * 10^{10}$ [Pa]

D = diámetro del eje [m]

$$\theta = \frac{32 * 12 * 0,605}{\pi * (8 * 10^{10}) * 0,03175^4} = 0,00091[\text{radianes}] = 0,052[\text{grados}]$$

Ángulo de torsión admisible.

El ángulo de torsión admisible para los árboles de transmisión en general es:

$$\theta_T = (0,25 \dots \dots \dots 0,5) * L \quad [\text{grados}] \quad \text{Ec. [5.102]}^{112}$$

¹¹¹ GERE J. ; Mecánica de materiales; Editorial Thomson; Sexta edición; pág. 193

Donde:

$\theta_T = \text{ángulo de torsión admisible [grados]}$

$L = \text{longitud del eje o árbol de transmisión [m]}$

$$\theta_T = 0,5 * 0,605 = 0,3 \text{ [grados]}$$

Como se puede apreciar el ángulo de torsión admisible es mayor que el ángulo de torsión del eje; por lo tanto el eje no falla por rigidez torsional.

Deflexión.

Deflexión en el plano Y-Z.

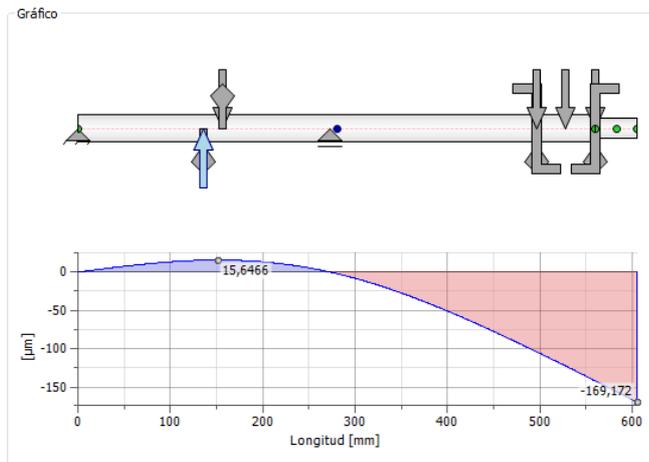


Figura 5.42 Deflexión del eje de los discos en el plano Y-Z

Fuente: PROPIA

Deflexión en el plano X-Z.

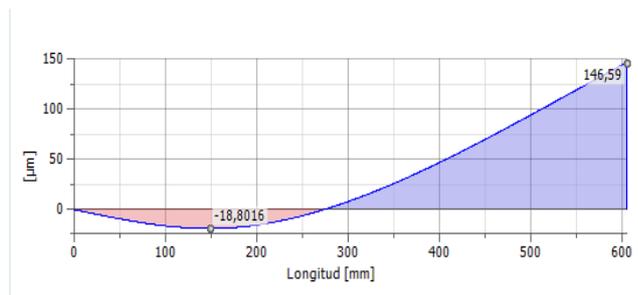


Figura 5.43 Deflexiones del eje de los discos en el plano X-Z

Fuente: PROPIA

¹¹² <http://es.scribd.com/doc/86474397/Ejes-y-Arboles-Teoria>

Como se puede apreciar en los gráficos la mayor deflexión se da en el extremo derecho del eje.

Por lo tanto la deflexión máxima del eje es la siguiente:

$$y_{m\acute{a}x} = \sqrt{y_{\max Y-Z}^2 + y_{\max X-Z}^2} \quad \text{Ec. [5.103]}$$

Donde:

$y_{m\acute{a}x}$ = deflexión máxima del eje [mm]

$y_{\max Y-Z}$ = deflexión máxima del eje en el plano Y – Z [mm]

$y_{\max X-Z}$ = deflexión máxima del eje en el plano X – Z [mm]

$$y_{m\acute{a}x} = \sqrt{0,17^2 + 0,15^2} = 0,23 \text{ [mm]}$$

Deflexión Admisible.

La deflexión admisible para árboles de transmisión en general está dada por:

$$y_{ad} = (0,001 \dots \dots \dots 0,003) * L \quad \text{Ec. [5.104]}^{113}$$

Donde:

y_{ad} = deflexión admisible [mm]

L = longitud entre apoyos [mm]

$$y_{ad} = 0,003 * 273 = 0,82 \text{ [mm]}$$

Como se puede ver la deflexión admisible es mayor que la deflexión del eje; por lo tanto el eje no tiene problemas de deflexión.

5.3.5.4 Análisis de velocidad crítica del eje.

Para evitar vibraciones la velocidad angular de operación debe ser igual a:

$$\omega_{operación} \leq 0,65 * \omega_{crítica} \quad \text{Ec. [5.105]}^{114}$$

¹¹³ <http://es.scribd.com/doc/69000566/Rigidez-de-arboles>

Donde:

$\omega_{cr \min}$ = velocidad angular mínima.

ω_{op} = velocidad angular de operación.

En el caso de un ensamble de elementos, el método de Rayleigh para masas concentradas establece:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{g * \sum W_i * y_i}{\sum W_i * y_i^2}} \quad Ec. [5.106]^{115}$$

Donde:

ω_{cr} = velocidad angular crítica $[\frac{rad}{s}]$

g = gravedad; $9800 [\frac{mm}{s^2}]$

W = peso del elemento $[N]$

y = deflexión en la ubicación del elemento $[mm]$

¹¹⁴ http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap5.pdf

¹¹⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 366

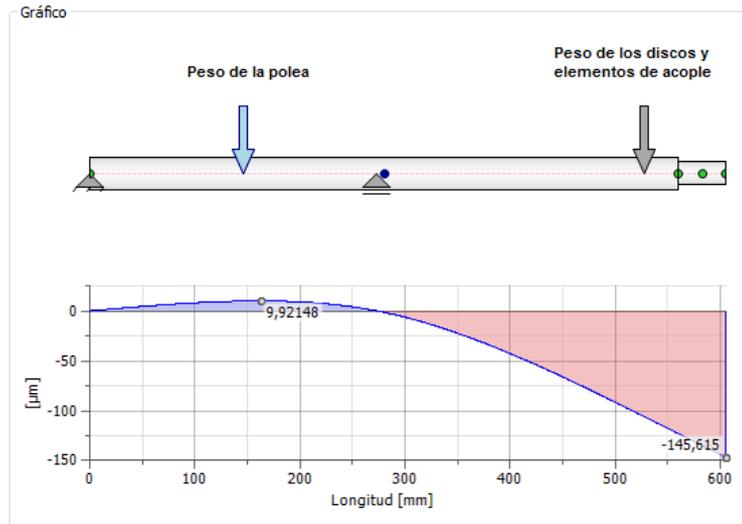


Figura 5.44 Deflexión del eje de los discos debido al peso sus componentes

Fuente: PROPIA

Tabla 5.8 Datos para el cálculo de la velocidad crítica del eje de los discos

Velocidad angular de operación	188,5 [rad/s]=1800[rpm]
Peso de la polea	49 [N]
Deflexión debido al peso de la polea	0,008 [mm]
Peso de los discos y los diferentes elementos de acople.	100 [N]
Deflexión debido al peso de los discos y demás elementos.	0,1[mm]

Fuente: PROPIA

Aplicando la ecuación [5.106] se tiene:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{9800 * ((49 * 0,008) + (100 * 0,1))}{((49 * 0,008^2) + (100 * 0,1^2))}} = 318,65 \left[\frac{rad}{s} \right] = 3043 [rpm]$$

$$\omega_{operación} \leq 0,65 * \omega_{crítica}$$

$$\omega_{operación} \leq 0,65 * 3043$$

$$1800 \leq 1978 [rpm]$$

Como se observa la velocidad crítica está por encima de la velocidad de trabajo lo que implica que no hay vibraciones.

5.3.6 DISEÑO DEL EJE DE LA SIERRA.

5.3.6.1 Diseño por resistencia estática.

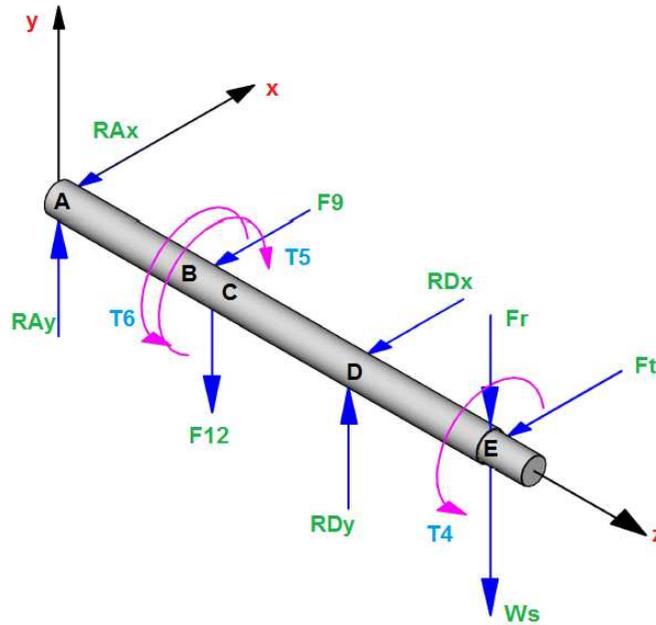


Figura 5.45 Diagrama de cuerpo libre del eje de la sierra.

Fuente: PROPIA

Donde:

T_6 = torque transmitido hacia el eje de los discos $[N * m]$

T_4 = torque transmitido por la fuerza tangencial de la sierra al eje $[N * m]$

T_5 = torque total transmitido al eje $[N * m]$

F_9, F_{12} = fuerza resultante de la polea sobre el eje $[N]$

F_r = fuerza radial $[N]$

F_t = fuerza tangencial $[N]$

R_A, R_D = reacción de los apoyos $[N]$

W_s = peso de la sierra y elementos de acople; 33 $[N]$

Torque total transmitido.

$$T_5 = T_6 + T_4 \quad \text{Ec. [5.107]}$$

Donde:

$T_5 =$ torque total transmitido $[N * m]$

$T_6 =$ torque transmitido hacia el eje de los discos $[N * m]$

$T_4 =$ torque transmitido por la fuerza tangencial de la sierra al eje $[N * m]$

Para determinar T_4 primero se determina el punto de aplicación de la fuerza.

En la sierra circular, la fuerza de corte F_c es la resultante de la acción de todos los dientes que corten simultáneamente y que se puede considerar situada en el punto medio del arco de contacto.

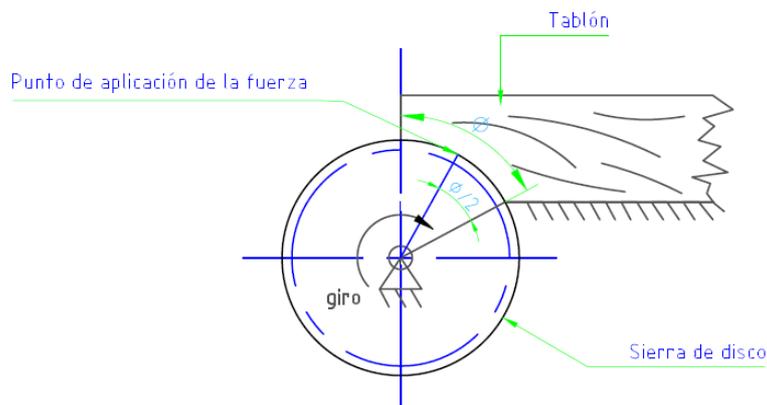


Figura 5.46 Punto de aplicación de la fuerza de corte en el aserrado

Fuente: PROPIA

Donde:

$\phi =$ ángulo de contacto; 62 [grados] de la sección 5.1.3

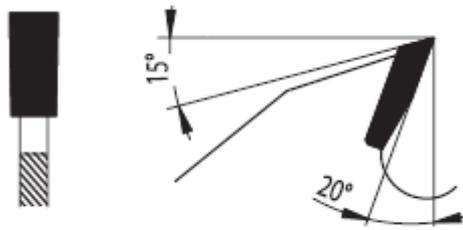


Figura 5.47 Ángulos en el diente de la sierra de disco normalizada

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/48744187/Herramientas-Para-La-Madera-Pilana>

En donde:

φ = ángulo de incidencia; 15 [grados]

γ = ángulo de ataque; 20 [grados]

Por lo tanto la dirección de la fuerza está dada por:

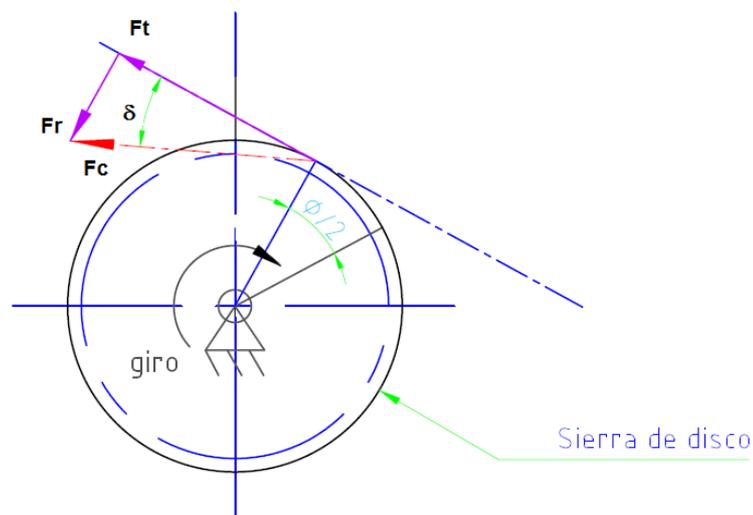


Figura 5.48 Dirección de la fuerza de corte en el aserrado

Fuente: PROPIA

En donde:

$$\delta = \frac{\varphi}{2} - \gamma$$

Ec. [5.108]

$$\delta = \frac{62}{2} - 20 = 11[\text{grados}]$$

Por lo tanto las fuerzas tangencial y radial son las siguientes:

$$F_t = F_c * \cos \delta \quad \text{Ec. [5.109]}$$

$$F_t = 33,32 * \cos 11 = 32,7 [N]$$

$$F_r = F_c * \text{sen } \delta \quad \text{Ec. [5.110]}$$

$$F_r = 33,32 * \text{sen } 11 = 6,36 [N]$$

Por lo tanto el T4 es:

$$T_4 = F_t * \frac{D_{sierra}}{2} \quad \text{Ec. [5.111]}$$

$$T_4 = 32,7 * \frac{0,305}{2} = 5 [N * m]$$

Para determinar T6 se utiliza la siguiente ecuación:

$$T_6 = \frac{D_p}{2} * (F_{10} - F_{11}) \quad \text{Ec. [5.112]}$$

Donde:

$T_6 = \text{torque transmitido hacia el eje de los discos } [N * m]$

$D_p = \text{diámetro de la polea; } 0,08[m]$

$F_{10} = \text{fuerza del lado tenso de la banda; } 208[N] \text{ de la sección 5.3.4.1}$

$F_{11} = \text{fuerza del lado flojo de la banda; } 59,3[N] \text{ de la sección 5.3.4.1}$

Por lo que:

$$T_6 = \frac{0,08}{2} * (208 - 59,3) = 6 [N * m]$$

Aplicando la ecuación [5.107] se tiene:

$$T_5 = T_6 + T_4$$

$$T_5 = 6 + 5 = 11 [N * m]$$

Para el cálculo de las tensiones en la banda se aplica las siguientes ecuaciones:

$$\frac{F_{13}}{F_{14}} = e^{f*\theta} \quad \text{Ec. [5.113]}^{116}$$

$$(F_{13} - F_{14}) * \frac{d_p}{2} = T_5 \quad \text{Ec. [5.114]}^{117}$$

Donde:

F_{10} = tensión en el lado tirante de la banda [N]

F_{11} = tensión en el lado flojo de la banda [N]

f = coeficiente de fricción entre la banda y la polea; 0,4¹¹⁸

θ = ángulo de contacto entre la banda y la polea [rad]

d_p = diámetro de la polea; 0,08 [m]

T_5 = torque transmitido por la polea al eje [N * m]

Aplicando las ecuaciones [5.113] y [5.114] se tiene:

$$F_{13} = e^{0,4*\pi} * F_{14} = 3,51 * F_{14}$$

$$F_{14} = \frac{F_{13}}{3,51}$$

$$F_{13} * (0,72) * 0,04 = 11$$

$$F_{13} = 382 \text{ [N]}$$

$$F_{14} = 109 \text{ [N]}$$

Por lo tanto F_{12} es igual a la suma de la fuerza del lado tirante más la fuerza del lado flojo.

¹¹⁶ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 802

¹¹⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 853

¹¹⁸ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 804

$$F_{12} = F_{13} + F_{14}$$

Ec. [5.115]

Donde:

F_{12} = fuerza resultante

F_{13} = fuerza del lado tirante

F_{14} = fuerza del lado flojo

$$F_{12} = F_{13} + F_{14} = 491 \text{ [N]}$$

Análisis de fuerzas y reacciones en el plano Y-Z.

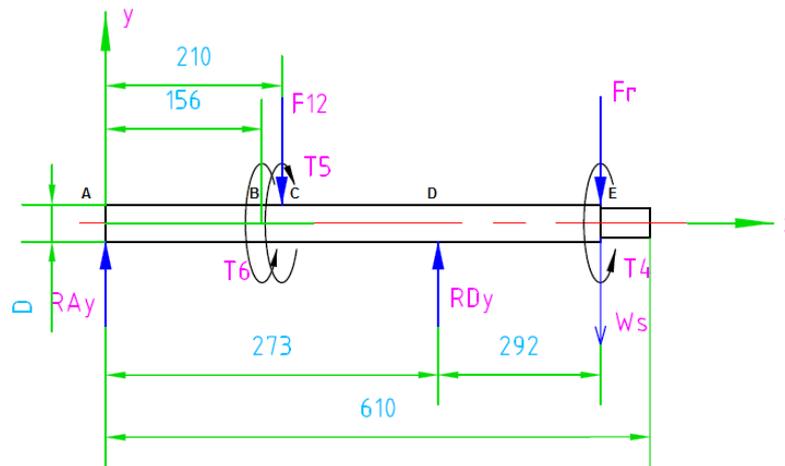


Figura 5.49 Diagrama de cuerpo libre del eje de la sierra en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

Cálculo de reacciones:

$$\sum M_A = 0$$

Ec. [5.116]

$$F_{12} * 210 + F_r * 565 + W_s * 565 = RD_y * 273$$

$$491 * 210 + 6,36 * 565 + 33 * 565 = RD_y * 273$$

$$RD_y = 459,15 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ec. [5.117]}$$

$$RA_y + RD_y = F_{12} + W_s + F_r$$

$$RA_y = F_{12} + W_s + F_r - RD_y$$

$$RA_y = 491 + 33 + 6,36 - 459,15 = 71,21 \text{ [N]}$$

Una vez determinadas las reacciones en los apoyos se procede a realizar los siguientes diagramas de cortante y de momento.

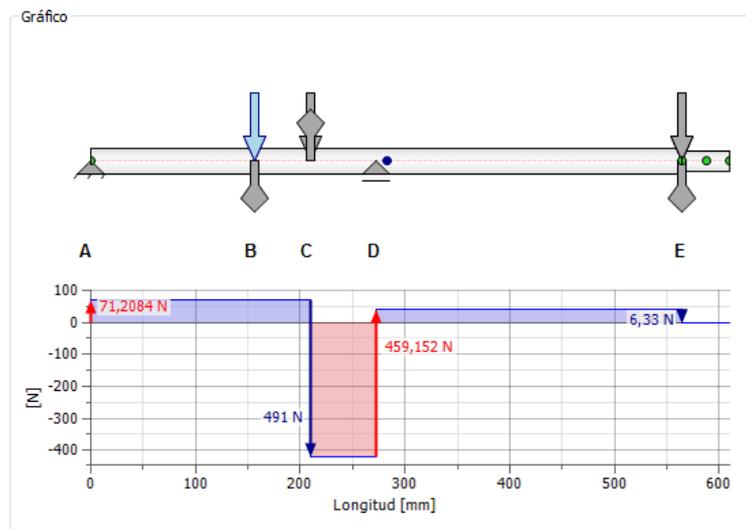


Figura 5.50 Diagrama de cortante del eje de la sierra en el plano Y-Z

Fuente: PROPIA

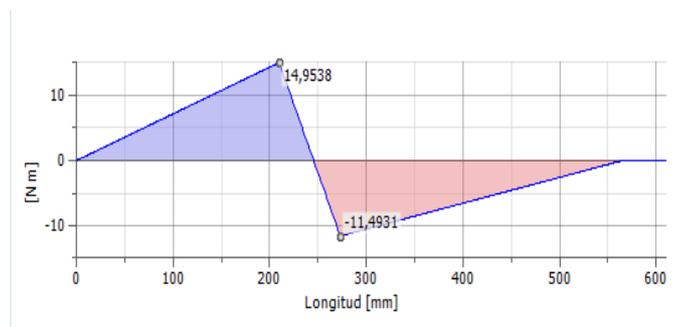


Figura 5.51 Diagrama de momento flector del eje de la sierra en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

Análisis de fuerzas y reacciones en el plano X-Z.

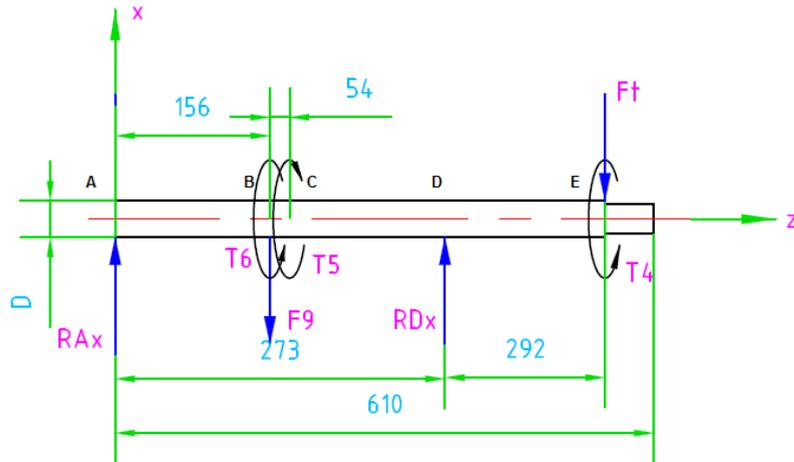


Figura 5.52 Diagrama de cuerpo libre del eje de la sierra en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

Para determinar las reacciones en los apoyos se realiza un sumatorio de momentos en el punto A y un sumatorio de fuerzas en el eje X.

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Ec. [5.118]}$$

$$RD_x * 273 = F_9 * 156 + F_t * 565$$

$$RD_x * 273 = 267,3 * 156 + 32,7 * 565$$

$$RD_x = 220,42 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ec. [5.119]}$$

$$F_9 + F_t = RD_x + RA_x$$

$$RA_x = F_9 + F_t - RD_x$$

$$RA_x = 267,3 + 32,7 - 220,42 = 79,58 \text{ [N]}$$

Una vez determinadas las reacciones en los apoyos se procede a realizar los siguientes diagramas de cortante y de momento.

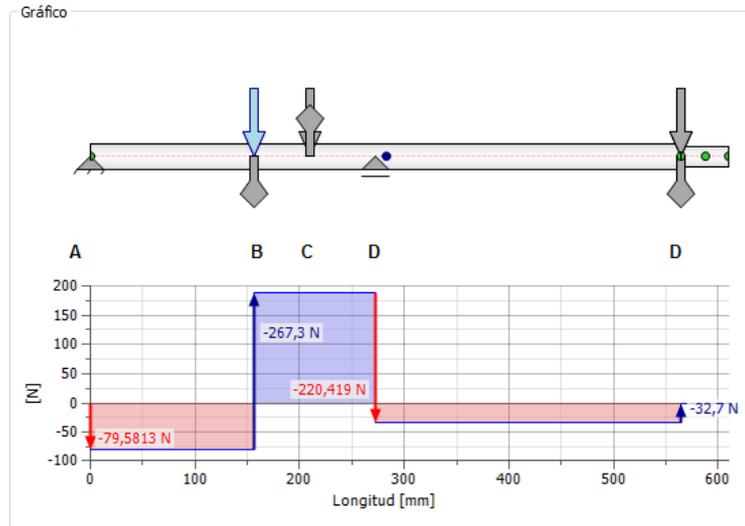


Figura 5.53 Diagrama de cortante del eje de la sierra en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

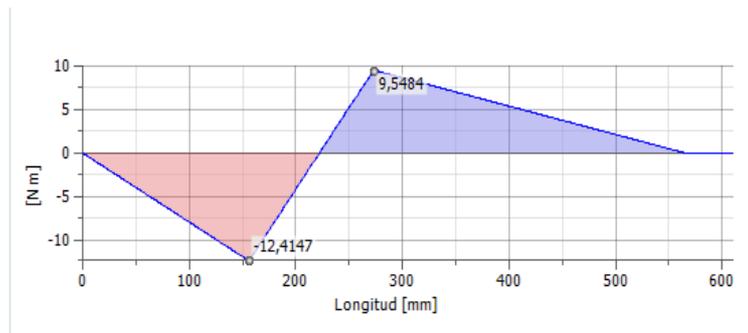


Figura 5.54 Diagrama de momento flector del eje de la sierra en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

Sección Crítica.

De acuerdo al diagrama de momentos se puede observar que la sección crítica es la B.

Selección del material.

Tabla 5.9 Propiedades y características del material para el eje de la sierra

Material a utilizar	Acero AISI 1018
Esfuerzo de Fluencia [Sy]	235 [Mpa] ¹¹⁹
Resistencia última a la tensión [Sut]	410 [MPa] ¹²⁰
Diámetro asumido del eje [D]	0,0254 [m]
Longitud del eje	0,610 [m]

Fuente: PROPIA

Momento resultante:

$$M_B = \sqrt{M_{yzB}^2 + M_{xzB}^2} \quad \text{Ec. [5.120]}$$

$$M_B = \sqrt{11^2 + 12,4^2} = 16,6 \text{ [N * m]}$$

Fuerza cortante resultante:

$$V_B = \sqrt{V_{yzB}^2 + V_{xzB}^2} \quad \text{Ec. [5.121]}$$

$$V_B = \sqrt{71,2^2 + 79,6^2} = 106,8 \text{ [N]}$$

Esfuerzos normales.

$$\sigma_z = \frac{32 * M}{\pi * (D^3)} \quad \text{Ec. [5.122]}^{121}$$

Donde:

$\sigma_z = \text{esfuerzos normales [Pa]}$

$M = \text{momento flector [N * m]}$

¹¹⁹ http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

¹²⁰ http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

¹²¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 87

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\sigma_z = \frac{32 * 16,6}{\pi * (0,0254^3)} = 10318274 [Pa] = 10,32 [MPa]$$

Esfuerzos cortantes debido a la torsión.

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.123]}^{122}$$

Donde:

$\tau_{yz1} = \text{esfuerzo cortante [Pa]}$

$T = \text{momento torsionate [N * m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * 11}{\pi * 0,0254^3} = 3418705 [Pa] = 3,42 [MPa]$$

Esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante:

$$\tau_{yz2} = \frac{16 * V}{3 * \pi * D^2} \quad \text{Ec. [124]}^{123}$$

Donde:

$\tau_{yz2} = \text{esfuerzo cortante [Pa]}$

$V = \text{fuerza cortante [N]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\tau_{yz2} = \frac{16 * 106,8}{3 * \pi * 0,0254^2} = 281030 [Pa] = 0,28 [MPa]$$

¹²² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 99

¹²³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 94

Esfuerzo cortante total:

$$\tau_{yz} = \tau_{yz1} + \tau_{yz2} \quad \text{Ec. [5.125]}$$

Donde:

τ_{yz} = *esfuerzo cortante total*

τ_{yz1} = *esfuerzo cortante debido a la torsión*

τ_{yz2} = *esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante*

$$\tau_{yz} = 3,42 + 0,28 = 3,7 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. [5.126]}^{124}$$

Dado que no existen esfuerzos normales en la dirección Y, la ecuación [5.126] se reduce a la siguiente forma:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$
$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{10,32}{2}\right)^2 + 3,7^2} = 6,35 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad estático.

El factor de seguridad estático de acuerdo a la Teoría del esfuerzo cortante máximo se determina con la siguiente ecuación:

$$n = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. [5.127]}^{125}$$

¹²⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 80

¹²⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 211

Donde:

$n =$ factor de seguridad estático

$S_y =$ resistencia a la fluencia

$\tau_{max} =$ esfuerzo cortante máximo

$$n = \frac{0,5 * 235}{6,35} = 18,5$$

5.3.6.2 Diseño por resistencia a la Fatiga:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * S'_e \quad \text{Ec. [5.128]}^{126}$$

Donde:

$S_e =$ límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

$S'_e =$ límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria; 205 [MPa]¹²⁷.

$k_a =$ factor de superficie; 0,84¹²⁸.

$k_b =$ factor de tamaño; 0,86¹²⁹.

$k_c =$ factor de confiabilidad; 1¹³⁰.

$k_d =$ factor de temperatura; 1¹³¹.

$k_e =$ factor de modificación por concentración de esfuerzo; 1¹³².

¹²⁶ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 307

¹²⁷ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 294

¹²⁸ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 308

¹²⁹ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 313

¹³⁰ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 319

¹³¹ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 321

¹³² SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 322

k_f = factor de efectos diversos; 1¹³³.

S_{ut} = resistencia última a la tracción.

Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y a la torsión están dados por:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2)^{1/2} \quad \text{Ec. [5.129]}^{134}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2)^{1/2} \quad \text{Ec. [5.130]}^{135}$$

Donde:

σ_m = esfuerzo medio

σ'_m = esfuerzo medio de Von Mises

σ_a = esfuerzo alternante

σ'_a = esfuerzo alternate de Von Mises

τ_a = esfuerzo cortante alternante

τ_m = esfuerzo cortante medio

Al aplicar la ecuación [5.128] se tiene:

$$S_e = 0,84 * 0,86 * 1 * 1 * 1 * 205 = 148[MPa]$$

Aplicando la ecuación [5.129] se tiene que:

$$\sigma'_a = \sigma_a = \frac{32 * M}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.131]}^{136}$$

Donde:

σ'_a = esfuerzo alternate de Von Mises [Pa]

σ_a = esfuerzo alternante [Pa]

¹³³ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 324

¹³⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

¹³⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

¹³⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

$M = \text{momento flector [N * m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

Por lo tanto:

$$\sigma'_a = \frac{32 * 16,6}{\pi * (0,0254^3)} = 10318274 [Pa] = 10,32 [MPa]$$

Aplicando la ecuación [5.130] se tiene que:

$$\sigma'_m = \tau_m = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.132]}^{137}$$

Donde:

$\sigma'_m = \text{esfuerzo medio de Von Mises}$

$\tau_m = \text{esfuerzo cortante medio}$

$T = \text{momento torsor [M * m]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\sigma'_m = \frac{16 * 11}{\pi * 0,0254^3} = 3418705 [Pa] = 3,42 [MPa]$$

Factor de seguridad a fatiga.

De acuerdo al criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman se tiene que el factor de seguridad a fatiga se determina mediante la siguiente ecuación:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} \quad \text{Ec. [5.133]}^{138}$$

¹³⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

¹³⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

Donde:

$n =$ factor de seguridad a fatiga

$\sigma'_a =$ esfuerzo alternate de Von Mises

$\sigma'_m =$ esfuerzo medio de Von Mises

$S_e =$ límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

$S_{ut} =$ resistencia última a la tracción

$$n = \frac{1}{\frac{10,32}{148} + \frac{3,42}{410}} = 12,5$$

5.3.6.3 Rigidez en árboles.

Ángulo de torsión.

$$\theta = \frac{32 * T * L}{\pi * G * D^4} \quad \text{Ec. [5.134]}^{139}$$

Donde:

$\theta =$ ángulo de torsión [radianes]

$T =$ momento torsor [$N * m$]

$L =$ longitud del eje [m]

$G =$ módulo de rigidez del acero; $8 * 10^{10}$ [Pa]

$D =$ diámetro del eje [m]

$$\theta = \frac{32 * 11 * 0,610}{\pi * (8 * 10^{10}) * 0,0254^4} = 0,002[\text{radianes}] = 0,115[\text{grados}]$$

Ángulo de torsión admisible.

El ángulo de torsión admisible para los árboles de transmisión en general es:

$$\theta_T = (0,25 \dots \dots \dots 0,5) * L \quad [\text{grados}] \quad \text{Ec. [5.135]}^{140}$$

¹³⁹ GERE J. ; Mecánica de materiales; Editorial Thomson; Sexta edición; pág. 193

Donde:

$\theta_T = \text{ángulo de torsión admisible [grados]}$

$L = \text{longitud del eje o árbol de transmisión [m]}$

$$\theta_T = 0,5 * 0,610 = 0,31 \text{ [grados]}$$

Como se puede apreciar el ángulo de torsión admisible es mayor que el ángulo de torsión del eje, por lo tanto el eje no falla por rigidez torsional.

Deflexión.

Deflexión en el plano Y-Z.

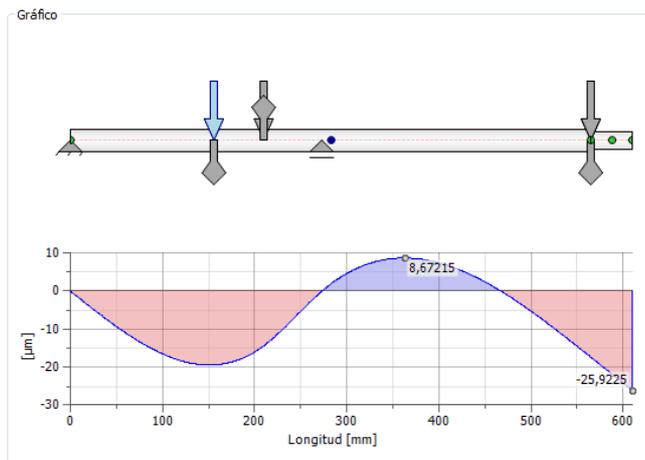


Figura 5.55 Deflexión del eje de la sierra en el plano Y-Z

Fuente: PROPIA

Deflexión en el plano X-Z.

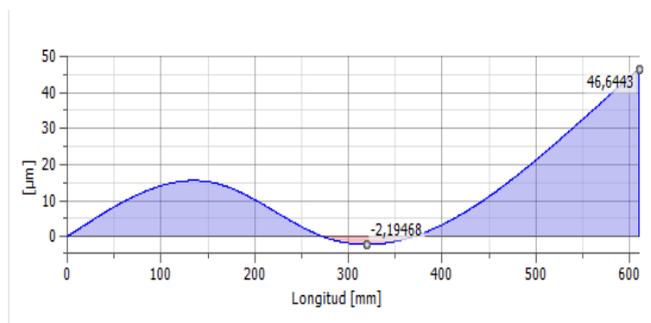


Figura 5.56 Deflexión en el eje de la sierra en el plano X-Z

Fuente: PROPIA

¹⁴⁰ <http://es.scribd.com/doc/86474397/Ejes-y-Arboles-Teoria>

Como se puede apreciar en los gráficos la mayor deflexión se da en el extremo derecho del eje.

Por lo tanto la deflexión máxima del eje es la siguiente:

$$y_{m\acute{a}x} = \sqrt{y_{\max Y-Z}^2 + y_{\max X-Z}^2} \quad \text{Ec. [5.103]}$$

Donde:

$y_{m\acute{a}x}$ = deflexión máxima del eje [mm]

$y_{\max Y-Z}$ = deflexión máxima del eje en el plano Y – Z [mm]

$y_{\max X-Z}$ = deflexión máxima del eje en el plano X – Z [mm]

$$y_{m\acute{a}x} = \sqrt{0,026^2 + 0,047^2} = 0,054[\text{mm}]$$

Deflexión Admisible.

La deflexión admisible para árboles de transmisión en general está dada por:

$$y_{ad} = (0,001 \dots \dots \dots 0,003) * L \quad \text{Ec. [5.104]}^{141}$$

Donde:

y_{ad} = deflexión admisible [mm]

L = longitud entre apoyos [mm]

$$y_{ad} = 0,003 * 273 = 0,82 [\text{mm}]$$

Como se puede ver la deflexión admisible es mayor que la deflexión del eje; por lo tanto el eje no tiene problemas de deflexión.

5.3.6.4 Análisis de velocidad crítica del eje.

Para evitar vibraciones la velocidad angular de operación debe ser igual a:

$$\omega_{operaci\acute{o}n} \leq 0,65 * \omega_{cr\acute{i}tica} \quad \text{Ec. [5.138]}^{142}$$

¹⁴¹ <http://es.scribd.com/doc/69000566/Rigidez-de-arboles>

Donde:

$\omega_{cr \min}$ = velocidad angular mínima.

ω_{op} = velocidad angular de operación.

En el caso de un ensamble de elementos, el método de Rayleigh para masas concentradas establece:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{g * \sum W_i * y_i}{\sum W_i * y_i^2}} \quad \text{Ec. [5.139]}^{143}$$

Donde:

ω_{cr} = velocidad angular crítica $[\frac{rad}{s}]$

g = gravedad; $9800 [\frac{mm}{s^2}]$

W = peso del elemento [N]

y = deflexión en la ubicación del elemento [mm]

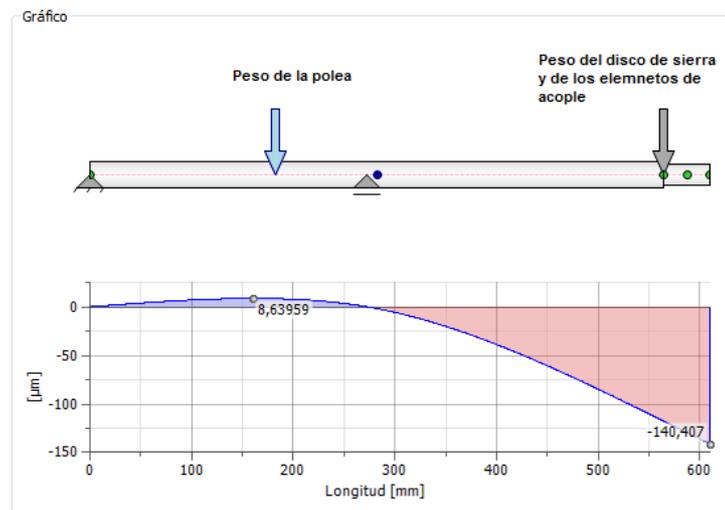


Figura 5.57 Deflexión del eje debido a los elementos acoplados

Fuente: PROPIA

¹⁴² http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap5.pdf

¹⁴³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 366

Tabla 5.10 Datos para el cálculo de la velocidad crítica del eje de la sierra.

Velocidad angular de operación	188,5 [rad/s]=1800[rpm]
Peso de la polea	27 [N]
Deflexión debido al peso de la polea	0,008[mm]
Peso del disco de sierra y los diferentes elementos de acople.	33 [N]
Deflexión debido al peso del disco y demás elementos.	0,1[mm]

Fuente: PROPIA

Aplicando la ecuación [5.139] se tiene:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{9800 * ((27 * 0,008) + (33 * 0,1))}{((27 * 0,008^2) + (33 * 0,1^2))}} = 323,13 \left[\frac{rad}{s} \right] = 3086 [rpm]$$

$$\omega_{operación} \leq 0,65 * \omega_{critica}$$

$$\omega_{operación} \leq 0,65 * 3086$$

$$1800 \leq 2005 [rpm]$$

Como se puede ver la velocidad critica es mayor que la velocidad de operación, por lo tanto no hay vibraciones en el eje.

5.3.7 DISEÑO DEL EJE PARA LOS ENGRANAJES.

5.3.7.1 Diseño por resistencia estática.

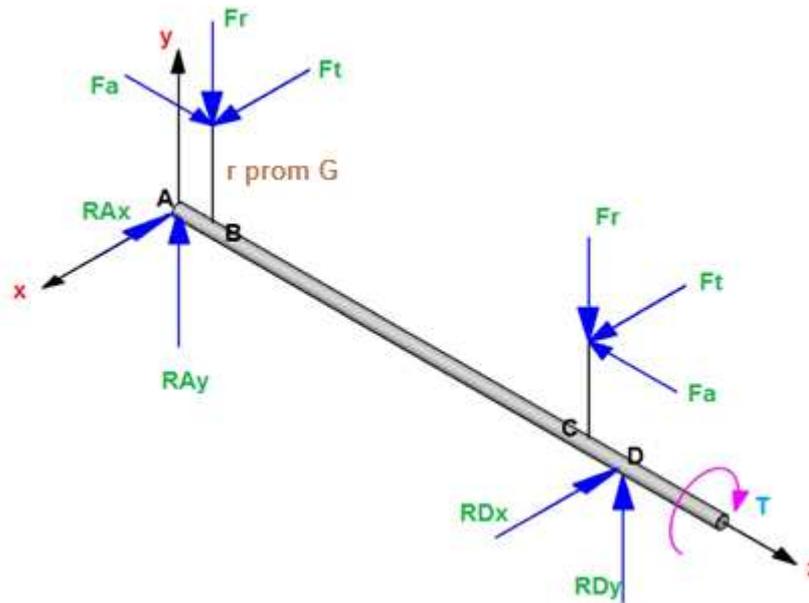


Figura 5.58 Diagrama de cuerpo libre del eje para los engranajes.

Fuente: PROPIA

Donde:

$T =$ torque transmitido al eje [$N * m$]

$F_t =$ fuerza tangencial sobre el engranaje [N]

$F_a =$ fuerza axial sobre el engranaje [N]

$F_r =$ fuerza radial sobre el engranaje [N]

$R_A =$ reacciones en el apoyo A [N]

$R_D =$ reacciones en el apoyo D [N]

$r_{promG} =$ radio promedio de la rueda [m]

Torque transmitido.

Para determinar el torque a transmitir se aplica la siguiente ecuación:

$$T = 2 * F_t * r_{promG} \quad \text{Ec. [5.140]}$$

Donde:

$T = \text{torque a transmitir [N * m]}$

$F_t = \text{fuerza tangencial [N]}$

$r_{promG} = \text{radio promedio de la rueda [m]}$

$$T = 2 * 235 * 0,04624 = 21,73 \text{ [N * m]}$$

Análisis de fuerzas y reacciones en el plano Y-Z.

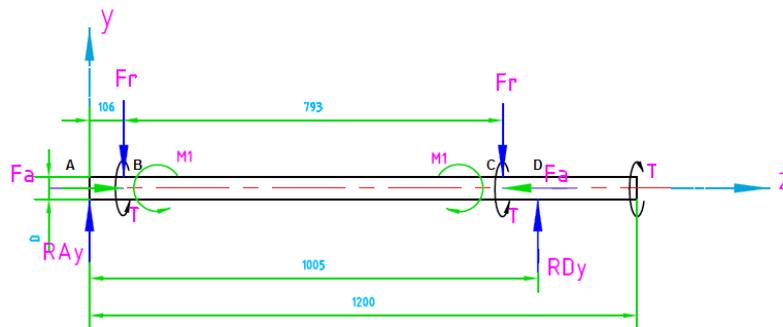


Figura 5.59 Diagrama de cuerpo libre del eje para engranajes en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

Cálculo de reacciones:

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Ec. [5.141]}$$

$$RD_y * 1005 = F_r * 106 + F_r * 899$$

$$RD_y * 1005 = 41,2 * 106 + 41,2 * 899$$

$$RD_y = 41,2 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

Ec. [5.142]

$$RA_y + RD_y = 2 * F_r$$

$$RA_y = 2 * F_r - RD_y$$

$$RA_y = 2 * 41,2 - 41,2 = 41,2 [N]$$

Una vez determinadas las reacciones se procede a graficar los diagramas de momento y cortante.

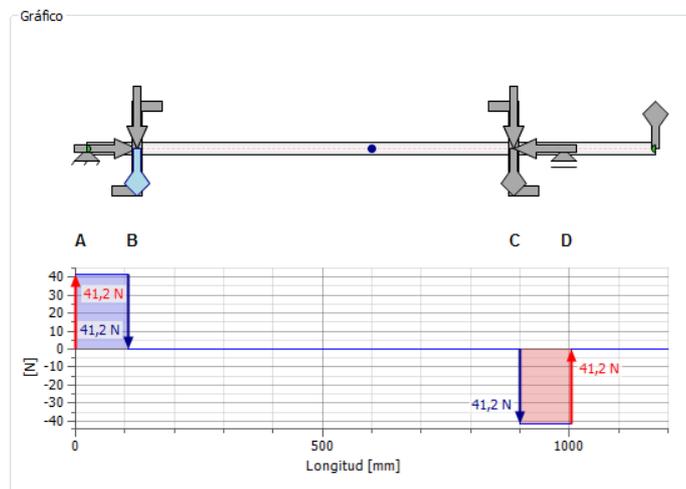


Figura 5.60 Diagrama de cortante para el eje de los engranajes en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

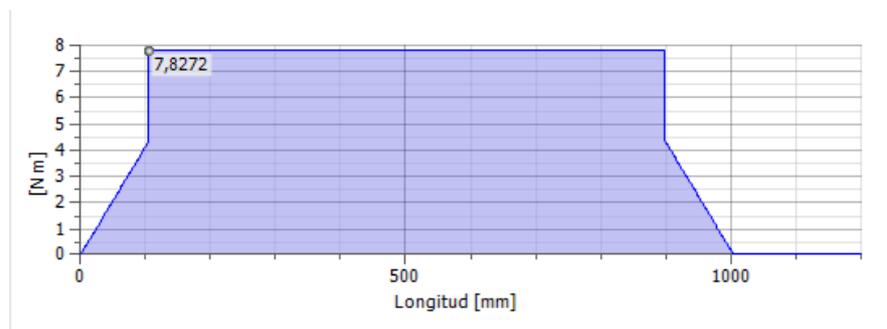


Figura 5.61 Diagrama de momento para el eje de los engranajes en el plano Y-Z.

Fuente: PROPIA

Análisis de fuerzas y reacciones en el plano X-Z.

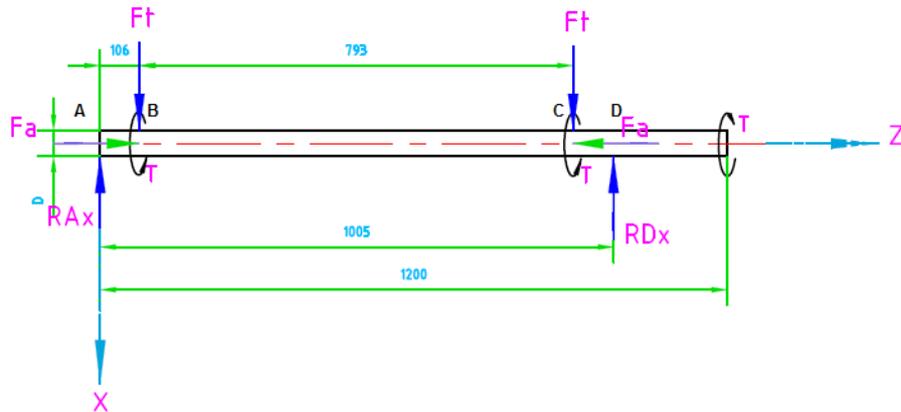


Figura 5.62 Diagrama de cuerpo libre del eje de los engranajes en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

Cálculo de reacciones:

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Ec. [5.143]}$$

$$RD_x * 1005 = F_t * 106 + F_t * 899$$

$$RD_x * 1005 = 235 * 106 + 235 * 899$$

$$RD_x = 235 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ec. [5.144]}$$

$$RA_x + RD_x = 2 * F_t$$

$$RA_x = 2 * F_t - RD_x$$

$$RA_x = 2 * 235 - 235 = 235 \text{ [N]}$$

Luego de determinar las reacciones en los apoyos se procede a realizar los siguientes diagramas de cortante y momento flector.

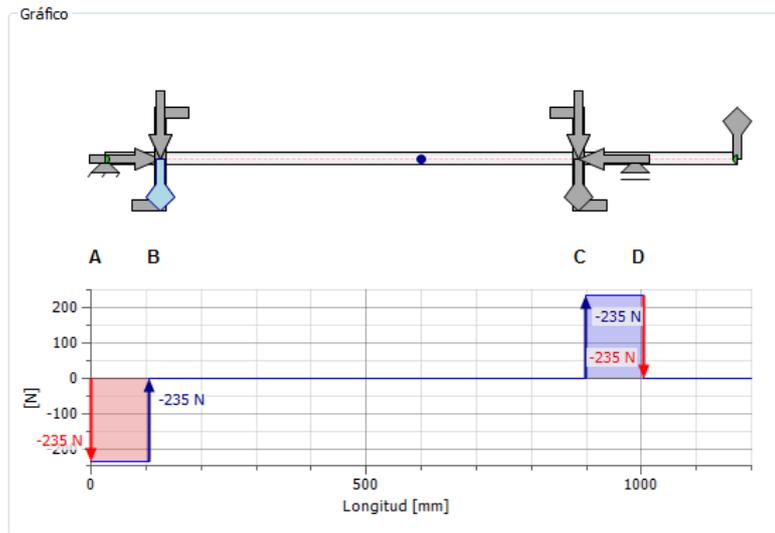


Figura 5.63 Diagrama de cortante del eje de los engranajes en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

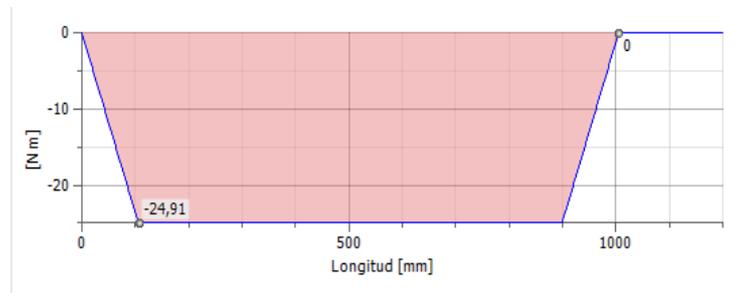


Figura 5.64 Diagrama de momento del eje de los engranajes en el plano X-Z.

Fuente: PROPIA

Sección Crítica.

De acuerdo a los diagramas de momento se observa que se tiene dos secciones críticas B y C.

Momento resultante:

$$M_B = \sqrt{M_{yzB}^2 + M_{xzB}^2} \quad \text{Ec. [5.145]}$$

$$M_B = \sqrt{7,8^2 + 24,9^2} = 26,1 \text{ [N * m]}$$

Fuerza cortante resultante:

$$V_B = \sqrt{V_{yzB}^2 + V_{xzB}^2} \quad \text{Ec. [5.146]}$$

$$V_B = \sqrt{41,2^2 + 235^2} = 238,6 \text{ [N]}$$

Selección del material.

Tabla 5.11 Propiedades y características del eje de los engranajes

Material a utilizar	Acero AISI 1018
Esfuerzo de Fluencia [Sy]	235 [Mpa] ¹⁴⁴
Resistencia a la tensión [Sut]	410 [MPa] ¹⁴⁵
Diámetro asumido del eje [D]	0,0254 [m]
Longitud del eje	1,2 [m]

Fuente: PROPIA

Esfuerzos normales.

$$\sigma_z = \frac{M * c}{I} + \frac{F_a}{A} \quad \text{Ec. [5.147]}^{146}$$

Donde:

$\sigma_z =$ esfuerzos normales [Pa]

$M =$ momento flector [N * m]

¹⁴⁴ http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

¹⁴⁵ http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

¹⁴⁶ BEER F. ; Mecánica de materiales; Cuarta edición; editorial Mc Graw Hill; pág. 508

$F_a = \text{fuerza axial sobre el eje [N]}$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}; \text{ \u00e1rea de la secci\u00f3n del eje [m}^2\text{]}^{147}$$

$$I = \frac{\pi * (D^4)}{64}; \text{ momento de inercia de la secci\u00f3n transversal [m}^4\text{]}^{148}$$

$$c = \frac{D}{2}; \text{ distancia desde el eje neutro hasta las fibras m\u00e1s alejadas [m]}$$

Al reemplazar I y C en la ecuaci\u00f3n [5.147] se tiene:

$$\sigma_z = \frac{32 * M}{\pi * (D^3)} + \frac{4 * F_a}{\pi * D^2}$$
$$\sigma_z = \frac{32 * 26,1}{\pi * (0,0254^3)} + \frac{4 * 75}{\pi * 0,0254^2} = 16371324 \text{ [Pa]} = 16,37 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzos cortantes debido a la torsi\u00f3n.

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.148]}^{149}$$

Donde:

$$\tau_{yz1} = \text{esfuerzo cortante [Pa]}$$

$$T = \text{momento torsionate [N * m]}$$

$$D = \text{di\u00e1metro del eje [m]}$$

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * 21,73}{\pi * 0,0254^3} = 6753497 \text{ [Pa]} = 6,75 \text{ [MPa]}$$

¹⁴⁷ BUDYNAS R. ; Dise\u00f1o en Ingenier\u00eda Mec\u00e1nica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edici\u00f3n; p\u00e1g.1040

¹⁴⁸ BUDYNAS R. ; Dise\u00f1o en Ingenier\u00eda Mec\u00e1nica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edici\u00f3n; p\u00e1g.1040

¹⁴⁹ BUDYNAS R. ; Dise\u00f1o en Ingenier\u00eda Mec\u00e1nica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edici\u00f3n; p\u00e1g. 99

Esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante:

$$\tau_{yz2} = \frac{16 * V}{3 * \pi * D^2} \quad \text{Ec. [5.149]}^{150}$$

Donde:

τ_{yz2} = *esfuerzo cortante [Pa]*

V = *fuerza cortante [N]*

D = *diámetro del eje [m]*

$$\tau_{yz2} = \frac{16 * 238,6}{3 * \pi * 0,0254^2} = 627844 \text{ [Pa]} = 0,63 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante total:

$$\tau_{yz} = \tau_{yz1} + \tau_{yz2} \quad \text{Ec. [5.150]}$$

Donde:

τ_{yz} = *esfuerzo cortante total*

τ_{yz1} = *esfuerzo cortante debido a la torsión*

τ_{yz2} = *esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante*

$$\tau_{yz} = 6,75 + 0,63 = 7,4 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. [5.151]}^{151}$$

Debido a que no hay esfuerzos normales en la dirección Y, la ecuación [5.151] se reduce a la siguiente forma:

¹⁵⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 94

¹⁵¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 80

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16,37}{2}\right)^2 + 7,4^2} = 11,03 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad estático.

El factor de seguridad estático de acuerdo a la Teoría del esfuerzo cortante máximo se determina mediante la siguiente ecuación:

$$n = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. [5.152]}^{152}$$

Donde:

n = factor de seguridad estático

S_y = resistencia a la fluencia

τ_{max} = esfuerzo cortante máximo

$$n = \frac{0,5 * 235}{11,03} = 10,65$$

5.3.7.2 Diseño por resistencia a la Fatiga:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * S'_e \quad \text{Ec. [5.153]}^{153}$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria; 205[MPa]¹⁵⁴.

k_a = factor de superficie; 0,84¹⁵⁵.

¹⁵² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 211

¹⁵³ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 307

¹⁵⁴ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 294

$k_b =$ factor de tamaño; $0,87^{156}$.

$k_c =$ factor de confiabilidad; 1^{157} .

$k_d =$ factor de temperatura; 1^{158} .

$k_e =$ factor de modificación por concentración de esfuerzo; 1^{159} .

$k_f =$ factor de efectos diversos; 1^{160} .

S_{ut} = resistencia última a la tracción.

Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y a la torsión están dados por:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2)^{1/2} \quad Ec. [5.154]^{161}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2)^{1/2} \quad Ec. [5.155]^{162}$$

Donde:

σ_m = esfuerzo medio

σ'_m = esfuerzo medio de Von Mises

σ_a = esfuerzo alternante

σ'_a = esfuerzo alternate de Von Mises

τ_a = esfuerzo cortante alternante

τ_m = esfuerzo cortante medio

¹⁵⁵ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 308

¹⁵⁶ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 313

¹⁵⁷ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 319

¹⁵⁸ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 321

¹⁵⁹ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 322

¹⁶⁰ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 324

¹⁶¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

¹⁶² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

Al aplicar la ecuación [5.153] se tiene:

$$S_e = 0,84 * 0,87 * 1 * 1 * 1 * 205 = 149,8 \text{ [MPa]}$$

Aplicando la ecuación [5.154] se tiene que:

$$\sigma'_a = \sigma_a = \frac{32 * M}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.156]}^{163}$$

Donde:

σ'_a = esfuerzo alternate de Von Mises [Pa]

σ_a = esfuerzo alternante [Pa]

M = *momento flector* [N * m]

D = *diámetro del eje* [m]

Por lo tanto:

$$\sigma'_a = \frac{32 * 26,1}{\pi * (0,0254^3)} = 16223310 \text{ [Pa]} = 16,22 \text{ [MPa]}$$

Aplicando la ecuación [5.155] se tiene que:

$$\sigma'_m = \tau_m = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.157]}^{164}$$

Donde:

σ'_m = esfuerzo medio de Von Mises

τ_m = esfuerzo cortante medio

T = *momento torsor* [M * m]

D = *diámetro del eje* [m]

¹⁶³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

¹⁶⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

Por lo tanto:

$$\sigma'_m = \frac{16 * 21,73}{\pi * 0,0254^3} = 6753497 \text{ [Pa]} = 6,75 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad a fatiga.

De acuerdo al criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman se tiene:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} \quad \text{Ec. [5.158]}^{165}$$

Donde:

n = factor de seguridad a fatiga

σ'_a = esfuerzo alternate de Von Mises

σ'_m = esfuerzo medio de Von Mises

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_{ut} = resistencia última a la tracción

$$n = \frac{1}{\frac{16,22}{149,8} + \frac{6,75}{410}} = 8$$

5.3.7.3 Rigidez en árboles.

Ángulo de torsión.

El ángulo de torsión se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\theta = \frac{32 * T * L}{\pi * G * D^4} \quad \text{Ec. [5.159]}^{166}$$

Donde:

θ = ángulo de torsión [radianes]

¹⁶⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 351

¹⁶⁶ GERE J. ; Mecánica de materiales; Editorial Thomson; Sexta edición; pág. 193

$T = \text{momento torsor [N * m]}$

$L = \text{longitud del eje [m]}$

$G = \text{módulo de rigidez del acero; } 8 * 10^{10} \text{ [Pa]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\theta = \frac{32 * 21,73 * 1,2}{\pi * (8 * 10^{10}) * 0,0254^4} = 0,008[\text{radianes}] = 0,46 [\text{grados}]$$

Ángulo de torsión admisible.

El ángulo de torsión admisible para los árboles de transmisión en general es:

$$\theta_T = (0,25 \dots \dots \dots 0,5) * L \text{ [grados]} \quad \text{Ec. [5.160]}^{167}$$

Donde:

$\theta_T = \text{ángulo de torsión admisible [grados]}$

$L = \text{longitud del eje o árbol de transmisión [m]}$

$$\theta_T = 0,5 * 1,2 = 0,6 [\text{grados}]$$

Como se puede observar el ángulo de torsión admisible es mayor que el ángulo de torsión del eje, por lo tanto el eje no falla por rigidez torsional.

¹⁶⁷ <http://es.scribd.com/doc/86474397/Ejes-y-Arboles-Teoria>

Deflexión.

Deflexión en el plano Y-Z.

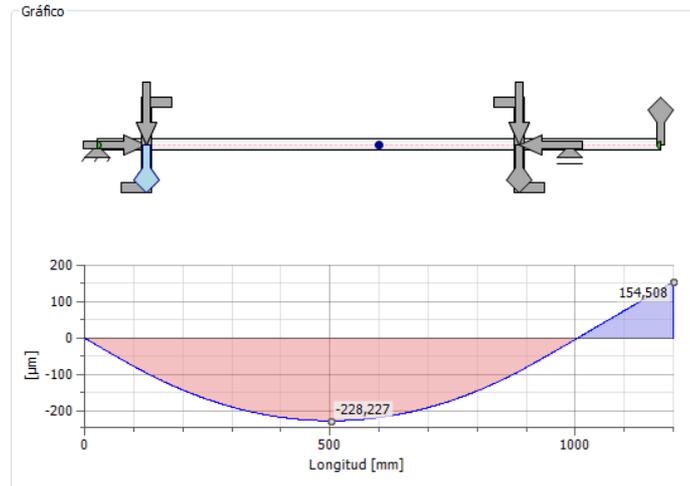


Figura 5.65 Deflexión del eje de los engranajes en el plano Y-Z

Fuente: PROPIA

Deflexión en el plano X-Z.

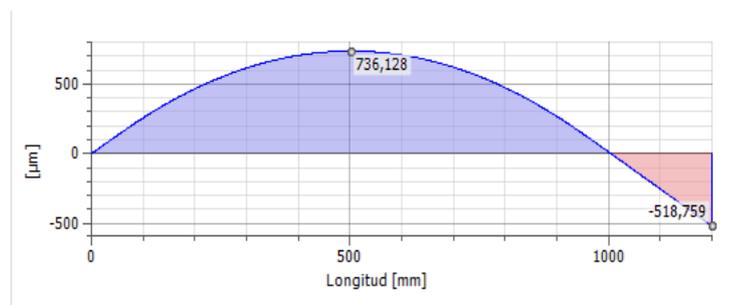


Figura 5.66 Deflexiones del eje de los engranajes en el plano X-Z

Fuente: PROPIA

Como se puede apreciar en los gráficos la mayor deflexión se da en la sección ubicada a 500 [mm].

Por lo tanto la deflexión máxima del eje es la siguiente:

$$y_{\text{máx}} = \sqrt{y_{\text{máx}Y-Z}^2 + y_{\text{máx}X-Z}^2} \quad \text{Ec. [5.161]}$$

Donde:

$y_{m\acute{a}x} = \text{deflexi3n m\acute{a}xima del eje [mm]}$

$y_{m\acute{a}xY-Z} = \text{deflexi3n m\acute{a}xima del eje en el plano Y - Z [mm]}$

$y_{m\acute{a}xX-Z} = \text{deflexi3n m\acute{a}xima del eje en el plano X - Z [mm]}$

$$y_{m\acute{a}x} = \sqrt{0,23^2 + 0,74^2} = 0,8 \text{ [mm]}$$

Deflexi3n Admisible.

La deflexi3n admisible para \rboles de transmisi3n en general est\acute{a} dada por:

$$y_{ad} = (0,001 \dots \dots \dots 0,003) * L \quad \text{Ec. [5.162]}^{168}$$

Donde:

$y_{ad} = \text{deflexi3n admisible [mm]}$

$L = \text{longitud entre apoyos [mm]}$

$$y_{ad} = 0,003 * 1005 = 3 \text{ [mm]}$$

Como se puede ver la deflexi3n admisible es mayor que la deflexi3n del eje; por lo tanto el eje no tiene problemas de deflexi3n.

Nota: en este eje no se realiza un an\`alisis de vibraciones debido a que dicho eje solo gira a 120 [rpm]; la cual es una velocidad de operaci3n muy baja.

¹⁶⁸ <http://es.scribd.com/doc/69000566/Rigidez-de-arboles>

5.3.8 DISEÑO DE LA LENGÜETA PARA EL EJE DE LOS DISCOS.

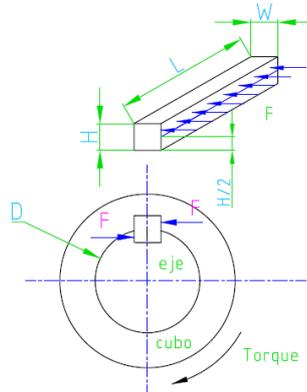


Figura 5.67 Diagrama de cuerpo libre de la lengüeta.

Fuente: PROPIA

Donde:

F = fuerza que ejerce el eje sobre la lengüeta [N]

D = diámetro del eje [m]

L = longitud de la lengüeta [m]

H = altura de la lengüeta [m]

W = ancho de la lengüeta [m]

Tabla 5.12 Datos para el diseño de la lengüeta.

Longitud de la lengüeta	48 [mm]
Ancho de la lengüeta	10 [mm]
Altura de la lengüeta	8 [mm]
Material a utilizar	AISI 1010
Esfuerzo de fluencia del material	180 [MPa] ¹⁶⁹
Potencia a transmitir	2 [hp]

Fuente: PROPIA

¹⁶⁹ BUDYNAS R.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 1004

El par de torsión se mediante la ecuación de la potencia:

$$T = \frac{7130 * P}{n} \quad \text{Ec. [5.163]}^{170}$$

Donde:

$T = \text{torque transmitido [N * m]}$

$P = \text{potencia [hp]}$

$n = \text{revoluciones por minuto del eje; 1800[rpm]}$

$$T = \frac{7130 * 2}{1800} = 7,92 \text{ [N * m]}$$

La fuerza F en la superficie del eje es:

$$F = \frac{2 * T}{d} \quad \text{Ec. [5.164]}$$

Donde:

$F = \text{fuerza en la superficie del eje [N]}$

$T = \text{torque transmitido [N * m]}$

$d = \text{diámetro del eje; 0,03175 [m]}$

$$F = \frac{2 * 7,92}{0,03175} = 500 \text{ [N]}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577 * S_y \quad \text{Ec. [5.165]}^{171}$$

Donde:

$S_{sy} = \text{resistencia al cortante}$

$S_y = \text{resistencia a la fluencia}$

$$S_{sy} = 0,577 * 180 = 103,86 \text{ [MPa]}$$

¹⁷⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 377

¹⁷¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 377

Esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{F}{W * L} \quad \text{Ec. [5.166]}^{172}$$

Donde:

τ = *esfuerzo cortante.*

W = *ancho de la lengüeta.*

L = *longitud de la lengüeta*

$$\tau = \frac{500}{0,01 * 0,048} = 1041667[Pa] = 1,04 [MPa]$$

Factor de seguridad.

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \text{Ec. [5.167]}^{173}$$

Donde:

n = *factor de seguridad*

S_{sy} = *resistencia al cortante.*

τ = *esfuerzo cortante.*

$$n = \frac{103,86}{1,04} = 100$$

¹⁷² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 377

¹⁷³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 377

5.3.9 DISEÑO DE LOS DISCOS DE LIJADO.

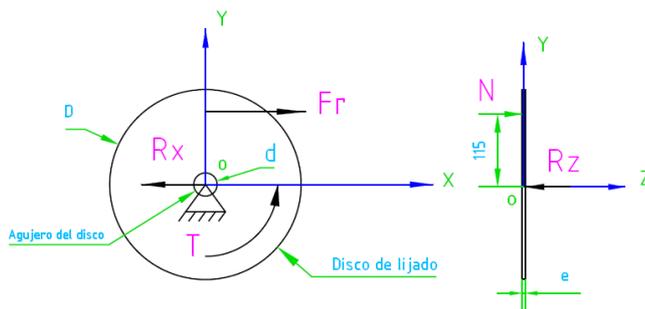


Figura 5.68 Diagrama de cuerpo libre de los discos.

Fuente: PROPIA

Para el diseño de los discos se considera los siguientes datos:

Tabla 5.13 Datos para el diseño de los discos.

Material del disco	Grilón
Esfuerzo de fluencia [Sy]	45 [MPa] ¹⁷⁴
Diámetro exterior	0,305 [m]
Diámetro del agujero	0,030 [m]
Factor de seguridad asumido [n]	4

Fuente: PROPIA

Esfuerzos normales máximos.

Los esfuerzos normales máximos se determinan mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = \frac{k * P}{e^2} \quad \text{Ec. [5.168]}^{175}$$

¹⁷⁴ BEER F. ; Mecánica de materiales; Cuarta edición; Editorial Mc Graw Hill; Pág. 748

¹⁷⁵ TIMOSHENKO S; Resistencia de materiales; Editorial Espasa Calpe S. A. Madrid 1957; pág. 159

Donde:

σ_{max} = esfuerzo máximo [Pa]

P = carga aplicada sobre el disco [N]

e = espesor del disco [m]

$k = 2,23^{176}$

Factor de seguridad.

El factor de seguridad está dado por la siguiente ecuación:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad \text{Ec. [5.169]}^{177}$$

Al igualar las ecuaciones [5.168] y [5.169] se obtiene:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{k * P}{e^2}$$

De donde se despeja el espesor de la placa:

$$e = \sqrt[2]{\frac{k * P * n}{S_y}} \quad \text{Ec. [5.170]}$$

$$e = \sqrt[2]{\frac{2,23 * 35[N] * 4}{45000000[Pa]}} = 0,0026[m] = 3 [mm]$$

¹⁷⁶ TIMOSHENKO S; Resistencia de materiales; Editorial Espasa Calpe S. A. Madrid 1957; pág. 159

¹⁷⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 216

5.3.10 DISEÑO DE RESORTES DE COMPRESIÓN.

Para el diseño de los resortes de compresión se parte de los siguientes requerimientos dimensionales:

Tabla 5.14 Datos para el diseño de los resortes helicoidales de compresión.

Diámetro exterior	[De]	25,28 [mm]
Diámetro interior	[Di]	19,18 [mm]
Diámetro medio	[D]	22,23 [mm]
Diámetro del alambre	[d]	3,05 [mm]
Longitud libre	[Lo]	70 [mm]
Fuerza de compresión	[F]	50 [N]
Material del resorte		Alambre de piano ASTM A-288
Número de espiras totales		7

Fuente: PROPIA

5.3.10.1 Diseño por resistencia estática.

Esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{xy} = k_s * \frac{8 * F * D}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. [5.171]}^{178}$$

$$k_s = 1 + \frac{0,5}{C} \quad \text{Ec. [5.172]}^{179}$$

$$C = \frac{D}{d} \quad \text{Ec. [5.173]}^{180}$$

$$6 \leq C \leq 12 \quad \text{Ec. [5.174]}^{181}$$

¹⁷⁸ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 469

¹⁷⁹ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 469

¹⁸⁰ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 469

Donde:

τ_{xy} = esfuerzo cortante máximo [Pa]

k_s = Factor de corrección de esfuerzo cortante

F = fuerza de compresión [N]

D = diámetro medio del resorte [m]

d = diámetro del alambre del resorte [m]

C = índice del resorte

Por lo tanto aplicando las ecuaciones anteriores se tiene:

$$C = \frac{22,23}{3,05} = 7,3$$

$$k_s = 1 + \frac{0,5}{7,3} = 1,07$$

$$\tau_{xy} = 1,07 * \frac{8 * 50 * 0,02223}{\pi * 0,00305^3} = 106741633 \text{ [Pa]} = 106,74 \text{ [MPa]}$$

Resistencia última a la tensión:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{Ec. [5.175]}^{182}$$

Donde:

S_{ut} = resistencia última a la tensión [MPa]

$A = 2170 \text{ [MPa]}^{183}$

$m = 0,146^{184}$

d = diámetro del alambre [mm]

¹⁸¹ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 469

¹⁸² SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 477

¹⁸³ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 478

¹⁸⁴ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 478

$$S_{ut} = \frac{2170}{3,05^{0,146}} = 1844 \text{ [MPa]}$$

Resistencia a la fluencia:

$$S_y = 0,75 * S_{ut} \quad \text{Ec. [5.176]}^{185}$$

Donde:

S_y = resistencia a la fluencia.

S_{ut} = resistencia última a la tensión

$$S_y = 0,75 * 1844 = 1383 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad estático.

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \text{Ec. [5.177]}^{186}$$

Donde:

n = factor de seguridad estático

S_{sy} = resistencia a la torsión

τ = esfuerzo cortante máximo

Aplicando la teoría de la energía de la distorsión:

$$S_{sy} = 0,577 * S_y \quad \text{Ec. [5.178]}^{187}$$

$$S_{sy} = 0,577 * 1383 = 798 \text{ [MPa]}$$

$$n = \frac{798}{106,74} = 7,5$$

¹⁸⁵ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 478

¹⁸⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 507

¹⁸⁷ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 478

5.3.10.2 Diseño Dinámico.

Para el diseño dinámico se aplican las siguientes ecuaciones:

$$S_{Se} = \frac{S_{Sa}}{1 - \left(\frac{S_{Sm}}{S_{Su}}\right)^2} \quad \text{Ec. [5.179]}^{188}$$

Donde:

S_{Se} = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S_{Sa} = componentes de la resistencia a la fatiga de vida infinita; 241 [MPa]¹⁸⁹.

S_{Sm} = componentes de la resistencia a la fatiga de vida infinita; 379 [MPa]¹⁹⁰

S_{Su} = módulo de ruptura por torsión.

Módulo de ruptura por torsión.

$$S_{Su} = 0,67 * S_{ut} \quad \text{Ec. [5.180]}^{190}$$

$$S_{Su} = 0,67 * 1844 = 1235,5 \text{ [MPa]}$$

Por lo tanto al aplicar la ecuación [5.179] se tiene que:

$$S_{Se} = \frac{241}{1 - \left(\frac{379}{1235,5}\right)^2} = 265 \text{ [MPa]}$$

Amplitud del esfuerzo cortante:

$$\tau_a = k_B * \frac{8 * F_a * D}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. [5.181]}^{191}$$

¹⁸⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 514

¹⁸⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 514

¹⁹⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 514

¹⁹¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 515

Donde:

τ_a = amplitud del esfuerzo cortante [Pa]

F_a = amplitud de la fuerza aplicada [N]

D = diámetro medio del resorte [m]

d = diámetro del alambre [m]

k_B = factor de curvatura y cortante directo

Factor de curvatura y cortante directo.

$$k_B = \frac{4 * C + 2}{4 * C - 3} \quad \text{Ec. [5.182]}^{192}$$

$$k_B = \frac{4 * 7,3 + 2}{4 * 7,3 - 3} = 1,2$$

Amplitud de la fuerza.

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad \text{Ec. [5.183]}^{193}$$

$$F_a = \frac{50 - 0}{2} = 25 [N]$$

Por lo tanto al aplicar la ecuación [5.181] se tiene que:

$$\tau_a = 1,2 * \frac{8 * 25 * 0,02223}{\pi * 0,00305^3} = 59855121 [Pa] = 59,86 [MPa]$$

Factor de seguridad dinámico.

El factor de seguridad dinámico se determina mediante la aplicación de la siguiente relación:

¹⁹² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 497

¹⁹³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 514

$$n = \frac{S_{Sa}}{\tau_a} \quad \text{Ec. [5.184]}^{194}$$

Donde:

n = factor de seguridad a fatiga

S_{Sa} = componente de la amplitud de la resistencia

τ_a = amplitud de esfuerzo cortante

$$S_{Sa} = \frac{r^2 * S_{Su}^2}{2 * S_{Se}} * \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * S_{Se}}{r * S_{Su}} \right)^2} \right] \quad \text{Ec. [5.185]}^{195}$$

Donde:

S_{Se} = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S_{Sa} = componente de la resistencia a la fatiga de vida infinita; 241 [MPa]¹⁹⁶.

S_{Sm} = componente de la resistencia a la fatiga de vida infinita; 379 [MPa]¹⁹⁷

S_{Su} = módulo de ruptura por torsión.

$r = 1$ ¹⁹⁷

Al aplicar la ecuación [5.185] se tiene:

$$S_{Sa} = \frac{1^2 * 1235,5^2}{2 * 265} * \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * 265}{1 * 1235,5} \right)^2} \right] = 253,8 \text{ [MPa]}$$

Por lo tanto el factor de seguridad dinámico es:

$$n = \frac{253,8}{59,86} = 4,2$$

¹⁹⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 516

¹⁹⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 516

¹⁹⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 514

¹⁹⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 514

5.3.10.3 Frecuencia crítica:

$$f = \frac{1}{2} * \sqrt{\frac{k * g}{W}} \quad \text{Ec. [5.186]}^{198}$$

Donde:

f = frecuencia crítica

k = constante del resorte

g = gravedad

W = peso del resorte

Peso del resorte:

$$W = \frac{\pi^2 * d^2 * D * N * \rho}{4} \quad \text{Ec. [5.187]}^{199}$$

Donde:

W = peso específico

d = diámetro del alambre

D = diámetro medio del resorte

N = número de espiras activas

ρ = peso específico del material del acero; $76929 \left[\frac{N}{m^3} \right]^{200}$

Constante del resorte.

$$k = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * N} \quad \text{Ec. [5.188]}^{201}$$

¹⁹⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 512

¹⁹⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 513

²⁰⁰ <http://dim.usal.es/eps/im/roberto/cmm/resortes.ppt>

Donde:

k = constante del resorte

d = diámetro del alambre

D = diámetro medio del resorte

G = rigidez del alambre; 82,7 [GPa]²⁰²

N = número de espiras activas

Número de espiras activas.

$$N = N_T - N_D \quad \text{Ec. [5.189]}^{203}$$

N = número de espiras activas del resorte

N_T = número total de espiras del resorte

N_D = número de espiras inactivas del resorte; 1²⁰⁴

$$N = 7 - 1 = 6$$

Al aplicar la ecuación [5.187] se tiene:

$$W = \frac{\pi^2 * 0,00305^2 * 0,02223 * 6 * 76929}{4} = 0,24 \text{ [kg]}$$

Utilizando la ecuación [5.188] se tiene que:

$$k = \frac{0,00305^4 * 82,7 * 10^9}{8 * 0,02223^3 * 6} = 13572 \left[\frac{N}{m} \right]$$

²⁰¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 498

²⁰² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 503

²⁰³ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 475

²⁰⁴ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 476

Por último al utilizar la ecuación [5.186] se determina la frecuencia crítica:

$$f = \frac{1}{2} * \sqrt{\frac{13572 * 9,8}{0,24}} = 372 \text{ ciclos por segundo}$$

La frecuencia calculada con las formulas anteriores debe ser de 15 a 20 veces la frecuencia real del resorte en caso contrario se debe rediseñar el resorte.

$$\frac{f}{20} \leq \text{frecuencia real del resorte, si cumple no hay resonancia.} \quad \text{Ec. [5.190]}^{205}$$

$$\frac{372}{20} = 18 \text{ ciclos por segundo}$$

Por lo tanto si la frecuencia operacional es mayor que 18 puede necesitarse rediseñar el resorte.

Pandeo de resortes.

Para que el resorte no sufra pandeo se debe cumplir la siguiente condición:

$$L_o < 2,63 * \frac{D}{\alpha} \quad \text{Ec. [5.191]}^{206}$$

Donde:

L_o = longitud libre; 0,07[m]

D = diámetro medio del resorte [m]

α = constante de condición de los extremos; 0,5²⁰⁷

$$L_o < 2,63 * \frac{0,02223}{0,5} = 0,12 \text{ [m]}$$

Por lo tanto como:

$$0,07 < 0,12$$

Entonces es imposible que haya pandeo.

²⁰⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 513

²⁰⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 500

²⁰⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 500

5.3.11 DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA.

5.3.11.1 Cálculos para el dimensionamiento del tornillo de potencia.

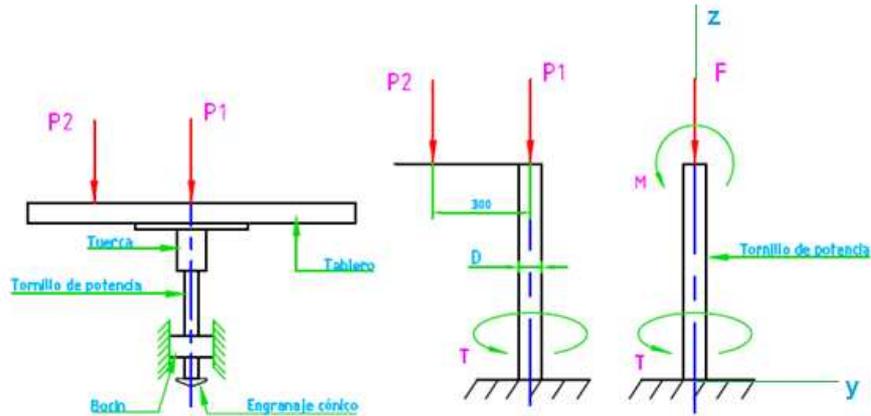


Figura 5.69 Diagrama de cuerpo libre del tornillo de potencia

Fuente: PROPIA

Del diagrama de cuerpo libre (Figura 5.69) podemos observar que existen dos cargas una axial (P_1) de compresión, una excéntrica (P_2) la misma que produce compresión y flexión; además se tiene un par de torsión (T) que es necesario para elevar la carga.

Carga axial P_1 .

Para determinar la carga axial P_1 se determina el peso de cada uno de los elementos que forman parte del tablero o mesa de la máquina.

Tabla 5.15 Peso de los componentes del tablero

Elemento	Peso [kg]
Tubo cuadrado para estructura del tablero	20
Plancha de acero para el tablero	80
Chumaceras	3
Motor eléctrico	16
Eje de rodillo inferior	1
Rodillo, polea y elementos de acople	5
Total	125

Fuente: PROPIA

Carga excéntrica P2.

La carga excéntrica P2 se debe a que en un extremo lateral de la mesa existen el peso del tablón y el apoyo que hace el operario sobre la mesa. Para este caso se considera una carga de 25 [kgf].

Carga total F.

Por lo tanto la carga total que los dos tornillos de potencia tienen que soportar es de 150 [kgf]

Selección del material.

Para realizar un dimensionamiento del tornillo asumimos los siguientes datos:

Tabla 5.16 Datos para el diseño del tornillo de potencia.

Acero utilizado	AISI 1018	
Esfuerzo de fluencia	S_y [MPa]	235 ²⁰⁸
Diámetro mayor	d [mm]	25,4
Paso	p [mm]	5,08
Número de entradas	N	1

Fuente: PROPIA

Par de torsión para elevar y bajar la carga.

El par de torsión para elevar y bajar una carga de 750 [N] ó 75 [kgf] y superar la fricción es:

$$T_R = \frac{F * d_m}{2 * 1000} * \left(\frac{l + \pi * f * d_m}{\pi * d_m - f * l} \right) + \frac{f * F * d_c}{2} \quad Ec. [5.192]^{209}$$

$$T_L = \frac{F * d_m}{2 * 1000} * \left(\frac{l - \pi * f * d_m}{\pi * d_m + f * l} \right) + \frac{f * F * d_c}{2} \quad Ec. [5.193]^{210}$$

Donde:

T_R = par de torsión que se requiere para elevar la carga y superar la fricción [N * m]

T_L = par de torsión que se requiere para bajar la carga y superar la fricción [N * m]

²⁰⁸ http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

²⁰⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 398

²¹⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 398

F = carga axial [N]

d_m = diámetro medio del perno [mm]

l = avance [mm]

d_c = diámetro del collarín [mm]

f = coeficiente de fricción entre perno y tuerca

Asumiendo un diámetro mayor de 25,4 [mm] y con un paso de 5,08[mm], se tiene un diámetro de raíz de:

$$d_r = d - p \quad \text{Ec. [5.194]}^{211}$$

Donde:

d_r = diámetro de raíz [mm]

d = diámetro mayor [mm]

p = paso [mm]

$$d_r = 25,4[mm] - 5,08[mm] = 20,32 [mm]$$

Diámetro medio:

Asumiendo un diámetro mayor de 25,4 [mm], se tiene un diámetro medio de:

$$d_m = d - \frac{p}{2} \quad \text{Ec. [5.195]}^{212}$$

Donde:

d_m = diámetro medio [mm]

d = diámetro mayor [mm]

p = paso [mm]

$$d_m = 25,4[mm] - \frac{5,08}{2} [mm] = 22,86 [mm]$$

²¹¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 401

²¹² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 401

Diámetro del collarín.

$$d_c = 1,5 * d_m \quad \text{Ec. [5.196]}^{213}$$

$$d_c = 1,5 * 22,86 = 34,3 \text{ [mm]}$$

Para un tornillo de una entrada se tiene que el avance es igual al paso.

$$l = N * p \quad \text{Ec. [5.197]}^{214}$$

Donde:

$$l = \text{avance [mm]}$$

$$N = \text{numero de entradas}$$

$$p = \text{paso [mm]}$$

Entonces:

$$l = 1 * 5,08 = 5,08 \text{ [mm]}$$

Una vez determinados los parámetros de la rosca cuadrada se procede a determinar los pares de torsión.

$$T_R = \frac{750 * 22,86}{2 * 1000} * \left(\frac{5,08 + \pi * 0,25 * 22,86}{\pi * 22,86 - 0,25 * 5,08} \right) + \frac{0,25 * 750 * 34,3}{2 * 1000} = 6,01 \text{ [N * m]}$$

$$T_L = \frac{750 * 22,86}{2 * 1000} * \left(\frac{5,08 - \pi * 0,25 * 22,86}{\pi * 22,86 + 0,25 * 5,08} \right) + \frac{0,25 * 750 * 34,3}{2 * 1000} = 4,72 \text{ [N * m]}$$

²¹³ <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>

²¹⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 401

Análisis de esfuerzos en el cuerpo del tornillo.

Esfuerzo cortante en el cuerpo del tornillo.

$$\tau = \frac{16000 * T}{\pi * d_r^3} \quad \text{Ec. [5.198]}^{215}$$

Donde:

τ = esfuerzo cortante en el cuerpo del tornillo [Mpa]

T = par de torsión [N * m]

d_r = diámetro de raíz [mm]

$$\tau = \frac{16000 * 6,01}{\pi * 20,32^3} = 3,65 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo axial en el cuerpo del tornillo:

$$\sigma = -\frac{F}{A} - \frac{M * c}{I} \quad \text{Ec. [5.199]}^{216}$$

Donde:

σ = esfuerzo axial en el cuerpo del tornillo [MPa]

F = carga axial [N]

A = área de la sección del tornillo [mm²]

M = momento flector [N * mm]

I = momento de inercia de la sección [mm⁴]

c = distancia desde el eje neutro a la periferia de la sección [mm]

$$\sigma = -\frac{4 * F}{\pi * d_r^2} - \frac{32 * M}{\pi * d_r^3}$$

²¹⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 399

²¹⁶ BEER F. ; Mecánica de materiales; Cuarta edición; editorial Mc Graw Hill; pág. 508

Al aplicar la ecuación [5.199] se tiene que:

$$\sigma = -\frac{4 * 750}{\pi * 20,32^2} - \frac{32 * 250 * 300}{\pi * 20,32^3} = -93,36 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad para el cuerpo del tornillo según la teoría del esfuerzo cortante máximo.

$$n = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. [5.200]}^{217}$$

Donde:

$n = \text{factor de seguridad}$

$S_y = \text{resistencia a la fluencia}$

$\tau_{max} = \text{esfuerzo cortante máximo}$

Esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. [5.201]}^{218}$$

Ya que no hay esfuerzos normales en la dirección Y la ecuación [5.201] se reduce a la siguiente expresión:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{93,36}{2}\right)^2 + 3,65^2} = 46,82 \text{ [MPa]}$$

Por lo tanto al aplicar la ecuación [5.200] el factor de seguridad es el siguiente:

$$n = \frac{0,5 * 235}{46,82} = 2,5$$

²¹⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 211

²¹⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 80

Análisis en la raíz de la rosca.

Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca:

$$\sigma_b = \frac{2,28 * F}{\pi * d_r * p} \quad \text{Ec. [5.202]}^{219}$$

Donde:

σ_b = *esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca [MPa]*

F = *carga axial [N]*

d_r = *diámetro de raíz [mm]*

p = *paso [mm]*

$$\sigma_b = \frac{2,28 * 750}{\pi * 20,32 * 5,08} = 5,27 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante transversal en el centro de la raíz de la tuerca debido a la carga F:

$$\tau_t = \frac{1,14 * F}{\pi * d_r * p} \quad \text{Ec. [5.203]}^{220}$$

Donde:

τ_t = *esfuerzo cortante transversal en el centro de la raíz de la tuerca [MPa]*

F = *carga axial [N]*

d_r = *diámetro de raíz [mm]*

p = *paso [mm]*

$$\tau_t = \frac{1,14 * 750}{\pi * 20,32 * 5,08} = 2,64 \text{ [MPa]}$$

²¹⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 400

²²⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 400

Factor de seguridad para la raíz de la rosca según la teoría del esfuerzo cortante máximo.

$$n = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. [5.204]}^{221}$$

Donde:

$n =$ factor de seguridad

$S_y =$ resistencia a la fluencia

$\tau_{max} =$ esfuerzo cortante máximo

Esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. [5.205]}^{222}$$

Ya que no hay esfuerzos normales en la dirección Z la ecuación [5.205] se reduce a la siguiente expresión:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{zy}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{5,27}{2}\right)^2 + 2,64^2} = 3,73 \text{ [MPa]}$$

Al aplicar la ecuación [5.204] se tiene el siguiente factor de seguridad:

$$n = \frac{0,5 * 235}{3,73} = 31,5$$

²²¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 211

²²² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 80

Autobloqueo:

$$\pi * f * d_m > l \quad \text{Ec. [5.206]}^{223}$$

Donde:

$f = \text{coeficiente de fricción}$

$d_m = \text{diámetro medio [mm]}$

$l = \text{avance [mm]}$

Ahora se divide ambos lados de la desigualdad entre $\pi * d_m$. Con base en que:

$$\tan \lambda = \frac{l}{\pi * d_m} \quad \text{Ec. [5.207]}^{224}$$

Se obtiene:

$$f > \tan \lambda \quad \text{Ec. [5.208]}^{225}$$

Esta relación establece que el Autobloqueo se presenta cuando el coeficiente de fricción de la rosca es igual o mayor que la tangente del ángulo de avance de la rosca.

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{l}{\pi * d_m}$$

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{5,08}{\pi * 22,86} = 4,05 \text{ [gr]}$$

A continuación se determina en ángulo de hélice:

$$\psi = 90 - \lambda \quad \text{Ec. [5.209]}^{226}$$

$$\psi = 90 - 4,05 = 85,95 \text{ [gr]}$$

²²³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 398

²²⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 398

²²⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 398

²²⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 397

Ahora aplicando la ecuación [5.208] se determina si el tornillo es o no autobloqueante:

$$f > \tan \lambda$$

$$0,25 > \tan 4,05$$

$$0,25 > 0,07$$

Por lo tanto se concluye que el tornillo es autobloqueante.

Eficiencia del tornillo de potencia:

$$e = \frac{F * l}{2 * \pi * T_R} \quad \text{Ec. [5.210]}^{227}$$

Donde:

$e = \text{eficiencia del tornillo de potencia}$

$F = \text{carga axial [N]}$

$l = \text{avance [m]}$

$T_R = \text{par de torsión para elevar la carga [N * m]}$

$$e = \frac{750 * 0,00508}{2 * \pi * 6,01} = 0,1$$

²²⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 398

A continuación se realiza una tabla de resumen de los parámetros y dimensiones del tornillo de potencia.

Tabla 5.17 Tabla de resultados

Acero utilizado	AISI 1018
Esfuerzo de fluencia	235 [MPa]
Diámetro mayor	25,4 [mm]
Diámetro medio	22,86 [mm]
Diámetro de raíz	20,32 [mm]
Paso	5,08 [mm]
Número de entradas	1
Longitud	200 [mm]
Profundidad de la rosca	2,54 [mm]
Ángulo de avance	4 [gr]
Ángulo de hélice	86 [gr]
Eficiencia	0,1
Autobloqueo	si
Factor de seguridad para el cuerpo del tornillo	2,5
Factor de seguridad para la raíz de la rosca	31,5

Fuente: PROPIA

5.3.12 DISEÑO DE LOS ENGRANAJES CÓNICOS RECTOS.

5.3.12.1 Consideraciones de diseño.

Tabla 5.18 Datos para el diseño de los engranajes cónicos.

Acero	AISI 1018	
Tratamiento térmico	Carburizado y endurecido	
Torque a transmitir	T [N*m]	6,01
Revoluciones por minuto del piñón o rueda motriz	np [rpm]	120
Ancho de cara	F [mm]	20
Ángulo de presión	ϕ [grados]	20
Número de dientes del piñón	Np	11
Número de dientes de la rueda	NG	20
Módulo	m [mm]	5,5
Factor de diseño	nd	3
Confiabilidad	R	0,995
Vida del piñón	revoluciones	10000000

Fuente: PROPIA

5.3.12.2 Cálculos para la determinación de la geometría de los engranajes.

Ángulo de paso del piñón:

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{N_p}{N_G} \quad \text{Ec. [5.211]}^{228}$$

Donde:

γ = ángulo de paso del piñón [gr]

N_p = número de dientes del piñón

²²⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 663

$N_G = \text{número de dientes de la rueda}$

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{11}{20} = 28,81 [gr]$$

Ángulo de paso de la rueda:

$$\Gamma = \tan^{-1} \frac{N_G}{N_p} \quad \text{Ec. [5.212]}^{229}$$

Donde:

$\Gamma = \text{ángulo de paso de la rueda [gr]}$

$N_p = \text{número de dientes del piñón}$

$N_G = \text{número de dientes de la rueda}$

$$\Gamma = \tan^{-1} \frac{20}{11} = 61,16 [gr]$$

Diámetro primitivo del piñón:

$$d_{pp} = N_p * m \quad \text{Ec. [5.213]}^{230}$$

Donde:

$d_{pp} = \text{diámetro primitivo del piñón [mm]}$

$N_p = \text{número de dientes del piñón}$

$m = \text{módulo [mm]}$

$$d_{pp} = 11 * 5,5 = 60,5 [mm]$$

Diámetro primitivo de la rueda:

$$d_{pG} = N_G * m \quad \text{Ec. [5.214]}^{231}$$

²²⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 663

²³⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 650

Donde:

$d_{pG} = \text{diámetro primitivo de la rueda [mm]}$

$N_G = \text{número de dientes de la rueda}$

$m = \text{módulo [mm]}$

$$d_{pG} = 20 * 5,5 = 110 \text{ [mm]}$$

Paso circular:

$$p = \frac{\pi * d_p}{N} \quad \text{Ec. [5.215]}^{232}$$

Donde:

$p = \text{paso circular [mm]}$

$d_p = \text{diámetro primitivo [mm]}$

$N = \text{número de dientes}$

$$p = \frac{\pi * 60,5}{11} = 17,28 \text{ [mm]}$$

Paso diametral:

$$P = \frac{N}{d_p} \quad \text{Ec. [5.216]}^{233}$$

Donde:

$P = \text{paso diametral [dientes/mm]}$

$d_p = \text{diámetro primitivo [mm]}$

$N = \text{número de dientes}$

²³¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 650

²³² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 650

²³³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 650

$$P = \frac{11}{60,5} = 0,18 \left[\frac{\text{dientes}}{\text{mm}} \right]$$

Diámetro promedio del piñón:

$$d_{promp} = d_{pp} - F * \cos \Gamma \quad \text{Ec. [5.217]}^{234}$$

Donde:

d_{promp} = diámetro promedio del piñón [mm]

d_{pp} = diámetro primitivo del piñón [mm]

F = ancho de cara [mm]

Γ = ángulo de paso de la rueda [gr]

$$d_{promp} = 60,5 - 20 * \cos 61,16 = 50,85 \text{ [mm]}$$

Diámetro promedio de la rueda:

$$d_{promG} = d_{pG} - F * \cos \gamma \quad \text{Ec. [5.218]}^{235}$$

Donde:

d_{promG} = diámetro promedio de la rueda [mm]

d_{pG} = diámetro primitivo de la rueda [mm]

F = ancho de cara [mm]

γ = ángulo de paso del piñón [gr]

$$d_{promG} = 110 - 20 * \cos 28,81 = 92,48 \text{ [mm]}$$

²³⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 771

²³⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 771

5.3.12.3 Análisis de cargas y esfuerzos en los engranajes.

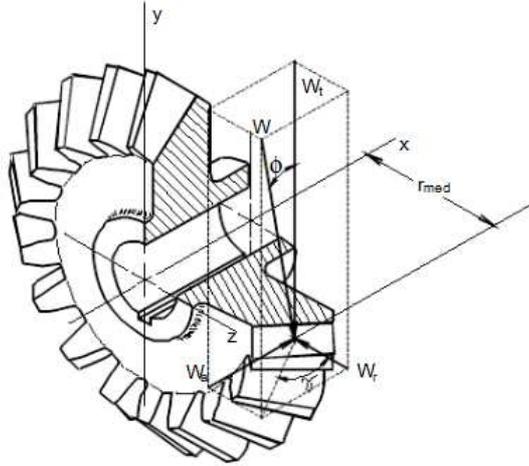


Figura 5.70 Fuerzas entre dientes de engranajes cónicos

Fuente: SHIGLEY J; Manual de diseño mecánico; cuarta edición; pág. 704

Potencia transmitida:

$$H = \frac{\pi * T * n_p}{30000} \quad \text{Ec. [5.219]}^{236}$$

Donde:

$H = \text{potencia transmitida [KW]}$

$T = \text{torque transmitido [N * m]}$

$n_p = \text{revoluciones por minuto del piñón [rpm]}$

$$H = \frac{\pi * 6,01 * 120}{30000} = 0,075 \text{ [KW]}$$

Fuerza tangencial transmitida:

$$W_t = \frac{60000 * H}{\pi * d_{promp} * n_p} \quad \text{Ec. [5.220]}^{237}$$

²³⁶ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 628

²³⁷ SHIGLEY J. ; Manual de diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; pág. 628

Donde:

$W_t = \text{fuerza tangencial transmitida [KN]}$

$H = \text{potencia transmitida [KW]}$

$d_{promp} = \text{diámetro promedio del piñón [mm]}$

$n_p = \text{número de revoluciones del piñón [rpm]}$

$$W_t = \frac{60000 * 0,075}{\pi * 50,86 * 120} = 0,235 \text{ [KN]}$$

Una vez determinada la fuerza tangencial se procede a determinar las fuerzas radiales y axiales que actúan sobre el piñón:

Fuerza axial que actúa sobre el piñón:

$$W_{ap} = W_t * \tan \phi * \sin \gamma \quad \text{Ec. [5.221]}^{238}$$

Donde:

$W_{ap} = \text{fuerza axial sobre el piñón [KN]}$

$W_t = \text{fuerza tangencial [KN]}$

$\phi = \text{ángulo de presión [gr]}$

$\gamma = \text{ángulo de paso del piñón [gr]}$

$$W_{ap} = 0,235 * \tan 20 * \sin 28,81 = 0,0412 \text{ [KN]}$$

Fuerza radial que actúa sobre el piñón:

$$W_{rp} = W_t * \tan \phi * \cos \gamma \quad \text{Ec. [5.222]}^{239}$$

²³⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 682

²³⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 682

Donde:

$W_{rp} = \text{fuerza radial sobre el piñón [KN]}$

$W_t = \text{fuerza tangencial [KN]}$

$\phi = \text{ángulo de presión [gr]}$

$\gamma = \text{ángulo de paso del piñón [gr]}$

$$W_{rp} = 0,235 * \tan 20 * \cos 28,81 = 0,075 \text{ [KN]}$$

Fuerza axial que actúa sobre la rueda:

$$W_{aG} = W_t * \tan \phi * \sin \Gamma \quad \text{Ec. [5.223]}^{240}$$

Donde:

$W_{aG} = \text{fuerza axial sobre la rueda [KN]}$

$W_t = \text{fuerza tangencial [KN]}$

$\phi = \text{ángulo de presión [gr]}$

$\Gamma = \text{ángulo de paso de la rueda [gr]}$

$$W_{aG} = 0,235 * \tan 20 * \sin 61,18 = 0,075 \text{ [KN]}$$

Fuerza radial que actúa sobre la rueda:

$$W_{rG} = W_t * \tan \phi * \cos \Gamma \quad \text{Ec. [5.224]}^{241}$$

Donde:

$W_{rG} = \text{fuerza radial que actua sobre la rueda [KN]}$

$W_t = \text{fuerza tangencial [KN]}$

$\phi = \text{ángulo de presión [gr]}$

²⁴⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 682

²⁴¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 682

$\Gamma = \text{ángulo de paso de la rueda [gr]}$

$$W_{rG} = 0,235 * \tan 20 * \cos 61,18 = 0,0412 \text{ [KN]}$$

Fuerza total que actúa sobre el piñón y la rueda:

$$W = \sqrt{(W_t)^2 + (W_a)^2 + (W_r)^2} \quad \text{Ec. [5.225]}$$

Donde:

$W = \text{fuerza total que actúa sobre el piñón y la rueda [KN]}$

$W_t = \text{fuerza tangencial [KN]}$

$W_{rG} = \text{fuerza radial que actúa sobre la rueda [KN]}$

$W_{aG} = \text{fuerza axial sobre la rueda [KN]}$

$$W = \sqrt{(0,235)^2 + (0,075)^2 + (0,0412)^2} = 0,25 \text{ [KN]}$$

DESGASTE DEL PIÑÓN.

Esfuerzo por contacto del piñón:

$$\sigma_c = C_p \left(\frac{W_t * K_0 * K_v * K_m * C_s * C_{xc}}{F * d_{pp} * I} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. [5.226]}^{242}$$

Donde:

$\sigma_c = \text{esfuerzo por contacto del piñón [MPa]}$

$W_t = \text{fuerza tangencial [N]}$

$F = \text{ancho de cara [mm]}$

$d_{pp} = \text{diámetro primitivo del piñón [mm]}$

$C_p = \text{coeficiente elástico de resistencia a picadura, } 190 \sqrt{\frac{N}{\text{mm}^2}} \text{ para aceros}^{243}$

²⁴² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 771

$K_0 = \text{factor de sobrecarga } 1,35 \text{ (impacto ligero)}^{244}$

$K_m = \text{factor de distribución de carga, } 1,2522^{245}$

$C_s = \text{factor de tamaño por resistencia a picadura, } 0,536^{246}$

$C_{xc} = \text{factor de coronamiento por picadura, } 2 \text{ (para dientes no coronados)}^{247}$

$I = \text{factor de contacto geométrico, } 0,061^{248}$

$K_v = \text{factor dinámico, } 1,096^{249}$

Aplicando la ecuación [5.226] se tiene que:

$$\sigma_c = 190 \left(\frac{235 * 1,35 * 1,096 * 1,2522 * 0,536 * 2}{20 * 60,5 * 0,061} \right)^{1/2} = 478 \text{ [MPa]}$$

Resistencia al desgaste del piñón:

$$(\sigma_c)_{perm} = \frac{S_{ac} * C_L * C_H}{S_H * K_T * C_R} \quad \text{Ec. [5.227]}^{250}$$

Donde:

$(\sigma_c)_{perm} = \text{resistencia al desgaste del piñón [MPa]}$

²⁴³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 768

²⁴⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 761

²⁴⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 763

²⁴⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 763

²⁴⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 763

²⁴⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 764

²⁴⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 762

²⁵⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 771

S_{ac} = esfuerzo por contacto permisible, $1380 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ (acero carburizado y endurecido)²⁵¹

C_L = factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura, 1^{252}

C_H = factor de relación de dureza, 1^{253}

K_T = factor de temperatura, 1^{254}

C_R = factor de confiabilidad, $1,075^{255}$

$S_H = \sqrt{n_d}$ factor de seguridad que resguarda contra la falla por picadura

n_d = factor de diseño

Por lo tanto:

$$(\sigma_c)_{perm} = \frac{1380 * 1 * 1}{\sqrt{3} * 1 * 1,075} = 741,15 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad por desgaste:

$$n_w = \left(\frac{(\sigma_c)_{perm}}{\sigma_c} \right)^2 \quad \text{Ec. [5.228]}^{256}$$

Donde:

n_w = factor de seguridad por desgaste

$(\sigma_c)_{perm}$ = resistencia al desgaste del piñón [MPa]

²⁵¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 768

²⁵² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 765

²⁵³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 766

²⁵⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 766

²⁵⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 768

²⁵⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 771

$\sigma_c =$ esfuerzo por contacto del piñón [MPa]

$$n_w = \left(\frac{741,15}{478} \right)^2 = 2,4$$

FLEXIÓN DEL PIÑÓN.

Esfuerzo de flexión del piñón:

$$\sigma = \frac{W_t * P_d * K_0 * K_v * K_s * K_m}{F * K_x * J} \quad \text{Ec. [5.229]}^{257}$$

Donde:

$\sigma =$ esfuerzo de flexión del piñón [MPa]

$W_t =$ fuerza tangencial [N]

$F =$ ancho de cara [mm]

$P_d =$ paso diametral $\left[\frac{\text{dientes}}{\text{mm}} \right]$

$K_0 =$ fator de sobrecarga 1,35 (impacto ligero)²⁵⁸

$K_m =$ factor de distribución de carga, 1,2522²⁵⁹

$K_v =$ factor dinámico, 1,096²⁶⁰

$K_s =$ factor de tamaño por flexión, 0,53²⁶¹

$K_x =$ factor de curvatura en el sentido longitudinal de la resistencia a la flexión, 1²⁶²

²⁵⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 772

²⁵⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 761

²⁵⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 763

²⁶⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 762

²⁶¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 763

²⁶² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 763

$J =$ factor de flexión; $0,185^{263}$

$$\sigma = \frac{235 * 0,18 * 1,35 * 1,096 * 0,53 * 1,2522}{20 * 1 * 0,185} = 11,22 \text{ [MPa]}$$

Resistencia a la flexión del piñón:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_{at} * K_L}{S_F * K_T * K_R} \quad \text{Ec. [5.230]}^{264}$$

Donde:

$\sigma_{perm} =$ resistencia a la flexión del piñón [MPa]

$S_{at} =$ esfuerzo por flexión permisible, $205 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ (acero carburizado y endurecido)²⁶⁵

$K_L =$ factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión, $0,7^{266}$

$K_T =$ factor de temperatura, 1^{267}

$K_R =$ factor de confiabilidad, $1,156^{268}$

$S_F = n_d$ factor de seguridad que protege contra la falla por fatiga por flexión

$$\sigma_{perm} = \frac{205 * 0,7}{3 * 1 * 1,156} = 41,38 \text{ [MPa]}$$

²⁶³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 764

²⁶⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 772

²⁶⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 769

²⁶⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 766

²⁶⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 766

²⁶⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 768

Factor de seguridad a la flexión:

$$n_B = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} \quad \text{Ec. [5.231]}^{269}$$

Donde:

n_B = factor de seguridad a la flexión

σ_{perm} = resistencia a la flexión del piñón [MPa]

σ = esfuerzo de flexión del piñón [MPa]

$$n_B = \frac{41,38}{11,22} = 3,69$$

DESGASTE DE LA RUEDA.

Esfuerzo por contacto de la rueda:

$$\sigma_c = C_p \left(\frac{W_t * K_0 * K_v * K_m * C_s * C_{xc}}{F * d_{pg} * I} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. [5.232]}^{270}$$

Donde:

σ_c = esfuerzo por contacto de la rueda [MPa]

W_t = fuerza tangencial [N]

F = ancho de cara [mm]

d_{pg} = diámetro primitivo de la rueda [mm]

C_p = coeficiente elástico de resistencia a picadura, $190 \sqrt{\frac{N}{mm^2}}$ para aceros²⁷¹

K_0 = fator de sobrecarga 1,35 (impacto ligero)²⁷²

²⁶⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 772

²⁷⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 771

²⁷¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 768

$K_m =$ factor de distribución de carga, 1,2522²⁷³

$C_s =$ factor de tamaño por resistencia a picadura, 0,536²⁷⁴

$C_{xc} =$ factor de coronamiento por picadura, 2 (para dientes no coronados)²⁷⁵

$I =$ factor de contacto geométrico, 0,061²⁷⁶

$K_v =$ factor dinámico, 1,096²⁷⁷

Por lo tanto:

$$\sigma_c = 190 \left(\frac{235 * 1,35 * 1,096 * 1,2522 * 0,536 * 2}{20 * 110 * 0,061} \right)^{1/2} = 354,34 \text{ [MPa]}$$

Resistencia al desgaste de la rueda:

$$(\sigma_c)_{perm} = \frac{S_{ac} * C_L * C_H}{S_H * K_T * C_R} \quad \text{Ec. [5.233]}^{278}$$

Donde:

$(\sigma_c)_{perm} =$ resistencia al desgaste de la rueda [MPa]

$S_{ac} =$ esfuerzo por contacto permisible, 1380 $\left[\frac{N}{mm^2} \right]$ (acero carburizado y endurecido)²⁷⁹

²⁷² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 761

²⁷³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 763

²⁷⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 763

²⁷⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 763

²⁷⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 764

²⁷⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 762

²⁷⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 771

²⁷⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 768

$C_L =$ factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura, 1,036²⁸⁰

$C_H =$ factor de relación de dureza, 1²⁸¹

$K_T =$ factor de temperatura, 1²⁸²

$C_R =$ factor de confiabilidad, 1,075²⁸³

$S_H = \sqrt{n_d}$ factor de seguridad que resguarda contra la falla por picadura

$n_d =$ factor de diseño

Por lo tanto:

$$(\sigma_c)_{perm} = \frac{1380 * 1,036 * 1}{\sqrt{3} * 1 * 1,075} = 767,84 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad por desgaste:

$$n_w = \left(\frac{(\sigma_c)_{perm}}{\sigma_c} \right)^2 \quad \text{Ec. [5.234]}^{284}$$

Donde:

$n_w =$ factor de seguridad por desgaste

$(\sigma_c)_{perm} =$ resistencia al desgaste de la rueda [MPa]

$\sigma_c =$ esfuerzo por contacto de la rueda [MPa]

$$n_w = \left(\frac{767,84}{354,34} \right)^2 = 4,7$$

²⁸⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 765

²⁸¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 766

²⁸² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 766

²⁸³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 768

²⁸⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 771

FLEXIÓN DE LA RUEDA.

Esfuerzo de flexión de la rueda:

$$\sigma = \frac{W_t * P_d * K_0 * K_v * K_s * K_m}{F * K_x * J} \quad \text{Ec. [5.235]}^{285}$$

Donde:

σ = esfuerzo de flexión de la rueda [MPa]

W_t = fuerza tangencial [N]

F = ancho de cara [mm]

P_d = paso diametral [$\frac{\text{dientes}}{\text{mm}}$]

K_0 = factor de sobrecarga 1,35 (impacto ligero)²⁸⁶

K_m = factor de distribución de carga, 1,2522²⁸⁷

K_v = factor dinámico, 1,096²⁸⁸

K_s = factor de tamaño por flexión, 0,53²⁸⁹

K_x = factor de curvatura en el sentido longitudinal de la resistencia a la flexión, 1²⁹⁰

J = factor de flexión, 0,16²⁹¹

$$\sigma = \frac{235 * 0,18 * 1,35 * 1,096 * 0,53 * 1,2522}{20 * 1 * 0,16} = 13 \text{ [MPa]}$$

²⁸⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 772

²⁸⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 761

²⁸⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 763

²⁸⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 762

²⁸⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 763

²⁹⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 763

²⁹¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 764

Resistencia a la flexión de la rueda:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_{at} * K_L}{S_F * K_T * K_R} \quad \text{Ec. [5.236]}^{292}$$

Donde:

σ_{perm} = resistencia a la flexión de la rueda [MPa]

S_{at} = esfuerzo por flexión permisible, $205 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ (acero carburizado y endurecido)²⁹³

K_L = factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión, 0,7²⁹⁴

K_T = factor de temperatura, 1²⁹⁵

K_R = factor de confiabilidad, 1,156²⁹⁶

$S_F = n_d$ factor de seguridad que protege contra la falla por fatiga por flexión

$$\sigma_{perm} = \frac{205 * 0,7}{3 * 1 * 1,156} = 41,38 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad a la flexión:

$$n_B = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} \quad \text{Ec. [5.237]}^{297}$$

Donde:

n_B = factor de seguridad a la flexión

²⁹²BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 772

²⁹³BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 769

²⁹⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 766

²⁹⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 766

²⁹⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 768

²⁹⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 772

σ_{perm} = resistencia a la flexión de la rueda [MPa]

σ = esfuerzo de flexión de la rueda [MPa]

$$n_B = \frac{41,38}{13} = 3,18$$

A continuación se resume en la siguiente tabla las cargas y esfuerzos en los engranajes cónicos.

Tabla 5.19 Resultados de cargas y esfuerzos en los engranajes cónicos.

		Piñón	Rueda
Diámetro primitivo	$d_p [mm]$	60,5	110
Ancho de cara	$F [mm]$	20	20
Fuerza tangencial	$W_t [KN]$	0,235	0,235
Fuerza radial	$W_r [KN]$	0,075	0,0412
Fuerza axial	$W_a [KN]$	0,0412	0,075
Fuerza total	$W [KN]$	0,25	0,25
Esfuerzo de flexión	$\sigma [MPa]$	11,22	13
Esfuerzo de contacto	$\sigma_c [MPa]$	478	354,34
Esfuerzo de flexión permisible	$\sigma_{perm} [MPa]$	41,38	41,38
Esfuerzo de contacto permisible	$(\sigma_c)_{perm} [MPa]$	741,15	767,84
Factor de seguridad por desgaste	n_w	2,4	4,7
Factor de seguridad por flexión	n_B	3,7	3,18
Factor de diseño	n_d	3	3

Fuente: PROPIA

5.3.13 DISEÑO DEL ÉMBOLO.

5.3.13.1 Diseño estático.

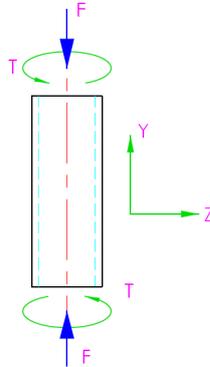


Figura 5.71 Diagrama de cuerpo libre del émbolo

Fuente: PROPIA

Para determinar los esfuerzos se consideran los siguientes datos:

Tabla 5.20 Datos para el diseño del émbolo

Material a emplear	Acero A-53 cédula 80
Diámetro nominal	2,5 [in]
Resistencia a la fluencia	240 [MPa]
Diámetro exterior	73 [mm]
Diámetro interior	59 [mm]
Longitud	201 [mm]

Fuente: http://www.acerosotero.cl/pdf/catalogo_aceros_otero.pdf

Esfuerzos normales debidos a la fuerza axial.

$$\sigma_y = \frac{4 * F}{\pi * (D^2 - d^2)} \quad Ec. [5.254]^{298}$$

Donde:

$$\sigma_y = \text{esfuerzos normales [Pa]}$$

²⁹⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág.86

$F = \text{fuerza axial}; 750 \text{ [N]}$

$D = \text{diámetro exterior [m]}$

$d = \text{diámetro interior [m]}$

$$\sigma_y = \frac{4 * 750}{\pi * (0,073^2 - 0,059^2)} = 500000 \text{ [Pa]} = 0,5 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante debido a la torsión.

El esfuerzo cortante se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * T * D}{\pi * (D^4 - d^4)} \quad \text{Ec. [5.255]}^{299}$$

Donde:

$\tau_{yz1} = \text{esfuerzo cortante [Pa]}$

$T = \text{momento torsionate; [N * m]}$

$D = \text{diámetro exterior [m]}$

$d = \text{diámetro interior [m]}$

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * 6,01 * 0,073}{\pi * (0,073^4 - 0,059^4)} = 137242,8 \text{ [Pa]} = 0,14 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. [5.256]}^{300}$$

Dado que no hay esfuerzos normales en la dirección (Z) la ecuación [5.256] se reduce a la siguiente forma:

²⁹⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 99

³⁰⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 80

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{0,5}{2}\right)^2 + 0,14^2} = 0,29 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad estático.

El factor de seguridad estático de acuerdo a la Teoría del esfuerzo cortante máximo es el que se muestra en la siguiente ecuación:

$$n = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. [5.257]}^{301}$$

Donde:

n = factor de seguridad estático.

S_y = resistencia a la fluencia.

τ_{max} = esfuerzo cortante máximo.

$$n = \frac{0,5 * 240}{0,29} = 414$$

No se pueden cambiar las dimensiones del tubo para bajar el factor de seguridad debido al requerimiento dimensional (diámetro interior del tubo) de la tabla [5.22].

5.3.14 DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO GUÍA PARA EL ÉMBOLO.

En esta sección no se realiza un análisis de esfuerzos ya que el cilindro solo es utilizado como una guía del émbolo como se muestra en la figura [5.72].

³⁰¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 211

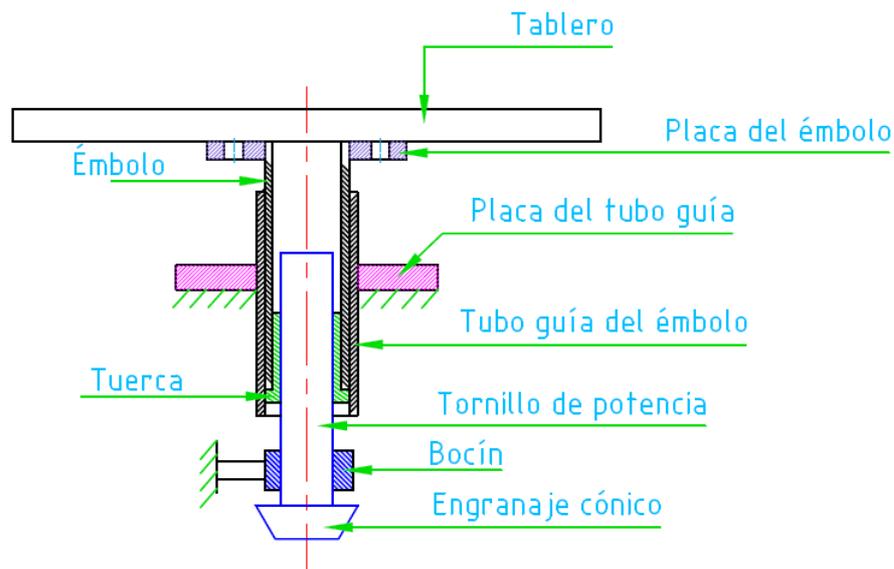


Figura 5.72 Mecanismo de elevación del tablero o mesa

Fuente: PROPIA

El cilindro guía del émbolo se lo selecciona a partir de las medidas del émbolo, como se puede ver en la tabla [5.22] el diámetro exterior del émbolo es de 73 [mm], dato con el cual se selecciona un tubo con las siguientes dimensiones.

Tabla 5.21 Datos dimensionales del cilindro guía del émbolo

Material a emplear	Acero A-53 cédula 80
Diámetro nominal	3 [in]
Resistencia a la fluencia	240 [MPa]
Diámetro exterior	89 [mm]
Diámetro interior	73,86 [mm]
Longitud	195 [mm]

Fuente: http://www.acerosotero.cl/pdf/catalogo_aceros_otero.pdf

5.3.15 DISEÑO DE SOPORTE PARA TORNILLO DE POTENCIA.

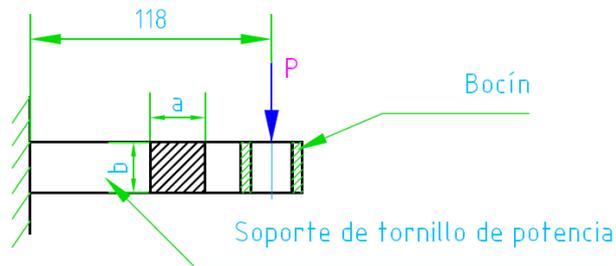


Figura 5.73 Diagrama de cuerpo libre del soporte

Fuente: PROPIA

Para analizar los esfuerzos se parte de los siguientes datos.

Tabla 5.22 Datos del soporte del tornillo de potencia.

Material del soporte	Acero A-36
Resistencia a la fluencia	250 [MPa] ³⁰²
Ancho	40 [mm]
Alto	25 [mm]
Longitud	118 [mm]

Fuente: PROPIA

Momento máximo.

De la figura [5.93] se puede observar que el momento máximo es:

$$M_{m\acute{a}x} = d * P \quad \text{Ec. [5.258]}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 0,118[m] * 750[N] = 88,5 [N * m]$$

Esfuerzos normales.

$$\sigma = \frac{6 * M}{a * (b^2)} \quad \text{Ec. [5.259]}^{303}$$

³⁰² http://www.acerosotero.cl/pdf/catalogo_aceros_otero.pdf

Donde:

$\sigma = \text{esfuerzos normales [Pa]}$

$M = \text{momento flector [N * m]}$

$a = \text{ancho de la placa [m]}$

$b = \text{altura de la placa [m]}$

$$\sigma = \frac{6 * 88,5}{0,04 * (0,025^2)} = 21240000 \text{ [Pa]} = 21,24 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante debido a la carga cortante

$$\tau = \frac{3 * V}{2 * A} \quad \text{Ec. [5.260]}^{304}$$

Donde:

$\tau = \text{esfuerzo cortante [Pa]}$

$V = \text{carga cortante [N]}$

$A = a * b; \text{área de la sección [m}^2\text{]}$

Reemplazando el área de la sección en la ecuación [5.260] se tiene que:

$$\tau = \frac{3 * V}{2 * a * b}$$

Por lo tanto:

$$\tau = \frac{3 * 750}{2 * 0,04 * 0,025} = 1125000 \text{ [Pa]} = 1,13 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \text{Ec. [5.261]}^{305}$$

³⁰³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 87

³⁰⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág.94

³⁰⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág.80

Donde:

τ_{max} = esfuerzo cortante máximo

σ = esfuerzos normales

τ = esfuerzos cortantes

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{21,24}{2}\right)^2 + 1,13^2} = 10,7 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad estático.

El factor de seguridad estático de acuerdo a la Teoría del esfuerzo cortante máximo es el que se muestra en la siguiente ecuación:

$$n = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. [5.262]}^{306}$$

Donde:

n = *factor de seguridad estático.*

S_y = resistencia a la fluencia.

τ_{max} = esfuerzo cortante máximo.

$$n = \frac{0,5 * 250}{10,7} = 11,7$$

³⁰⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 211

5.3.16 DISEÑO DE VOLANTE.

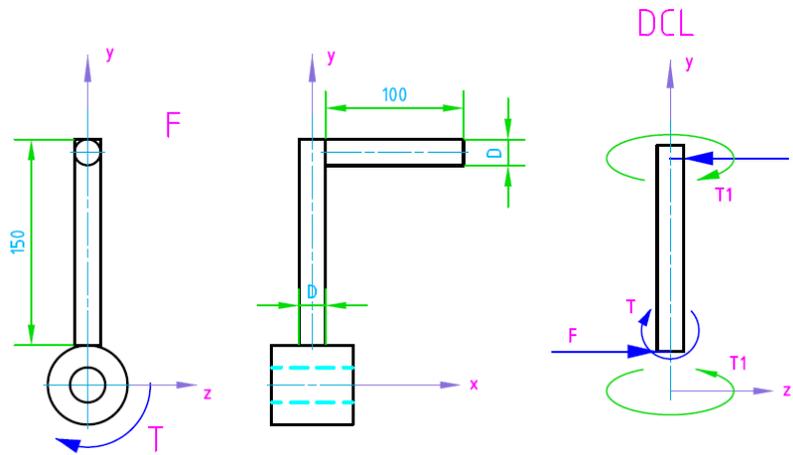


Figura 5.74 Diagrama de cuerpo libre del volante

Fuente: PROPIA

Selección del material.

Tabla 5.23 Propiedades y características del material para el volante

Material a utilizar	Acero AISI 1018
Esfuerzo de Fluencia [S_y]	235 [Mpa] ³⁰⁷
Resistencia última a la tensión [S_{ut}]	410 [MPa] ³⁰⁸
Diámetro asumido del eje [D]	0,016 [m]
Longitud	0,150 [m]

Fuente: PROPIA

La fuerza F se determina a partir de la necesidad de transmitir un torque de 21,73 [N*m] al eje de los engranajes, torque necesario para subir la carga mediante los dos tornillos de potencia.

³⁰⁷ http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

³⁰⁸ http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf

Por lo tanto F es igual a:

$$F = \frac{T}{L} \quad \text{Ec. [5.263]}$$

Donde:

F = fuerza aplicada al volante [N]

T = torque a transmitir [N * m]

L = longitud del brazo del volante [m]

$$F = \frac{21,73}{0,15} = 145 \text{ [N]}$$

La fuerza F produce un momento torsor (T_1) al brazo del volante; dicho momento se determina mediante la siguiente ecuación.

$$T_1 = F * l \quad \text{Ec. [5.264]}$$

Donde:

T_1 = momento torsor de bido a la fuerza F [N * m]

F = fuerza aplicada al volante [N]

l = longitud de la manija [m]

$$T_1 = 145 * 0,1 = 14,5 \text{ [N * m]}$$

Esfuerzos normales.

$$\sigma_y = \frac{32 * M}{\pi * (D^3)} \quad \text{Ec. [5.265]}^{309}$$

Donde:

σ_y = esfuerzos normales [Pa]

M = momento flector [N * m]

³⁰⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 87

$D = \text{diámetro del eje para el volante [m]}$

$$\sigma_y = \frac{32 * 21,73}{\pi * (0,016^3)} = 54038077 [Pa] = 54,04 [MPa]$$

Esfuerzos cortantes debido a la torsión.

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * T}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. [5.266]}^{310}$$

Donde:

$\tau_{yz1} = \text{esfuerzo cortante [Pa]}$

$T_1 = \text{momento torsionate [N * m]}$

$D = \text{diámetro del eje del volante [m]}$

$$\tau_{yz1} = \frac{16 * 14,5}{\pi * 0,016^3} = 18029271 [Pa] = 18,03 [MPa]$$

Esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante:

$$\tau_{yz2} = \frac{16 * V}{3 * \pi * D^2} \quad \text{Ec. [267]}^{311}$$

Donde:

$\tau_{yz2} = \text{esfuerzo cortante [Pa]}$

$V = \text{fuerza cortante [N]}$

$D = \text{diámetro del eje [m]}$

$$\tau_{yz2} = \frac{16 * 145}{3 * \pi * 0,016^2} = 961561 [Pa] = 0,96 [MPa]$$

³¹⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 99

³¹¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 94

Esfuerzo cortante total:

$$\tau_{yz} = \tau_{yz1} + \tau_{yz2} \quad \text{Ec. [5.268]}$$

Donde:

τ_{yz} = *esfuerzo cortante total*

τ_{yz1} = *esfuerzo cortante debido a la torsión*

τ_{yz2} = *esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante*

$$\tau_{yz} = 18,03 + 0,96 = 19 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad \text{Ec. [5.269]}^{312}$$

Dado que no existen esfuerzos normales en la dirección Z, la ecuación [5.269] se reduce a la siguiente forma:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$
$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{54,04}{2}\right)^2 + 19^2} = 33,03 \text{ [MPa]}$$

Factor de seguridad estático.

El factor de seguridad estático de acuerdo a la Teoría del esfuerzo cortante máximo se determina con la siguiente ecuación:

$$n = \frac{0,5 * S_y}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. [5.270]}^{313}$$

³¹² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 80

³¹³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 211

Donde:

$n =$ factor de seguridad estático

$S_y =$ resistencia a la fluencia

$\tau_{max} =$ esfuerzo cortante máximo

$$n = \frac{0,5 * 235}{33,03} = 3,6$$

5.4 SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.

5.4.2 RODAMIENTOS Y SOPORTES.

5.4.2.1 Rodamientos para el eje del rodillo superior.

Determinación de la carga radial según el catalogo FAG.

Carga dinámica equivalente:

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad \text{Ec. [5.271]}^{314}$$

Donde:

$P =$ carga dinámica equivalente [N]

$F_r =$ carga radial [N]

$F_a =$ carga axial [N]

$X =$ factor radial; 1³¹⁵

$Y =$ factor axial; 0³¹⁶

Para el punto A:

$$F_r = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} \quad \text{Ec. [5.272]}$$

³¹⁴ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB; pág. 31

³¹⁵ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB; pág. 148

³¹⁶ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB; pág. 148

$$F_r = \sqrt{43,33^2 + 28,02^2} = 51,6[N] = 0.0516[KN]$$

Para el punto E:

$$F_r = \sqrt{R_{EX}^2 + R_{EY}^2} \quad \text{Ec. [5.273]}$$

$$F_r = \sqrt{54,67^2 + 34,02^2} = 64,4[N] = 0.064[KN]$$

Por lo tanto al aplicar la ecuación [5.271] se tiene que:

$$P = X * F_r = 1 * 0.064[KN] = 0.064[KN]$$

Capacidad de carga dinámica.

$$C = \frac{f_L * P}{f_n * f_H} \quad \text{Ec. [5.274]}^{317}$$

Donde :

C = capacidad de carga dinámica [KN]

f_L = factor de esfuerzos dinámicos; 4,7³¹⁸

f_n = factor de velocidad; 0,265³¹⁹

f_H = factor de dureza que depende de la temperatura de servicio; 1³²⁰

Entonces la capacidad de carga dinámica es:

$$C = \frac{4,7 * 0.064}{0.265 * 1} = 1,14 [KN]$$

Luego con este valor y el diámetro del eje se va al catálogo y se selecciona un rodamiento con las siguientes características:

³¹⁷ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 248

³¹⁸ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 263

³¹⁹ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 264

³²⁰ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 249

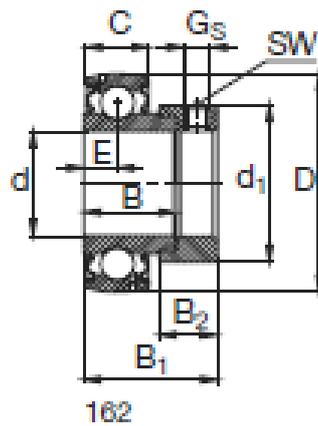


Figura 5.75 Rodamiento de bolas de una hilera.

Fuente: Catálogo FAG; pág. 514

Características del rodamiento seleccionado:

Modelo: 16204.012

Tabla 5.24 Dimensiones del rodamiento para el eje del rodillo superior.

d	19,05 [mm]
D	47 [mm]
C	14 [mm]
B	21,5 [mm]
B1	31 [mm]
d1	33,3 [mm]
B2	13,5 [mm]
E	7,5 [mm]
Gs	M6x0,75
Sw	3 [mm]
C	12,7 [KN]
P	0,154 [kg]

Fuente: FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB

Este rodamiento es utilizado en los puntos A y E del eje del rodillo superior.

5.4.2.2 Rodamientos para el eje del rodillo inferior.

Determinación de la carga radial según el catalogo FAG.

Carga dinámica equivalente:

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad \text{Ec. [5.275]}^{321}$$

Donde:

$P = \text{carga dinámica equivalente [N]}$

$F_r = \text{carga radial [N]}$

$F_a = \text{carga axial [N]}$

$X = \text{factor radial; } 1^{322}$

$Y = \text{factor axial; } 0^{323}$

Para el punto A:

$$F_r = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} \quad \text{Ec. [5.276]}$$

$$F_r = \sqrt{139,75^2 + 47,78^2} = 147,7 \text{ [N]} = 0,147 \text{ [KN]}$$

Para el punto E:

$$F_r = \sqrt{R_{EX}^2 + R_{EY}^2} \quad \text{Ec. [5.277]}$$

$$F_r = \sqrt{22,75^2 + 52,22^2} = 57 \text{ [N]} = 0,057 \text{ [KN]}$$

Al aplicar la ecuación [5.275] se tiene que:

$$P = X * F_r = 1 * 0,147 \text{ [KN]} = 0,147 \text{ [KN]}$$

³²¹ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB; pág. 31

³²² FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB; pág. 148

³²³ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB; pág. 148

Capacidad de carga dinámica.

$$C = \frac{f_L * P}{f_n * f_H} \quad \text{Ec. [5.278]}^{324}$$

Donde:

C = capacidad de carga dinámica [KN]

f_L = factor de esfuerzos dinámicos; $4,7^{325}$

f_n = factor de velocidad; $0,265^{326}$

f_H = factor de dureza que depende de la temperatura de servicio; 1^{327}

Entonces la capacidad de carga dinámica es la siguiente:

$$C = \frac{4,7 * 0.147}{0.265 * 1} = 2,6 \text{ [KN]}$$

Luego con este valor y el diámetro del eje se va al catálogo y se selecciona un rodamiento con las siguientes características:

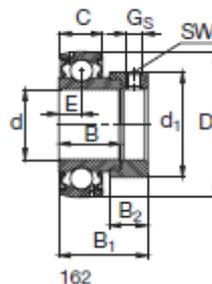


Figura 5.76 Rodamiento para el eje del rodillo inferior

Fuente: Catálogo FAG; pág. 514

Modelo: 16203.010

³²⁴ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 248

³²⁵ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 263

³²⁶ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 264

³²⁷ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 249

Tabla 5.25 Dimensiones del rodamiento para el eje del rodillo inferior.

d	15,875 [mm]
D	40 [mm]
C	12 [mm]
B	19,1 [mm]
B1	28,6 [mm]
d1	28,6 [mm]
B2	13,5 [mm]
E	6,5 [mm]
Gs	M6x0,75
Sw	3 [mm]
C	9,5 [KN]
P	0,117 [kg]

Fuente: FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB

Soporte de rodamiento.

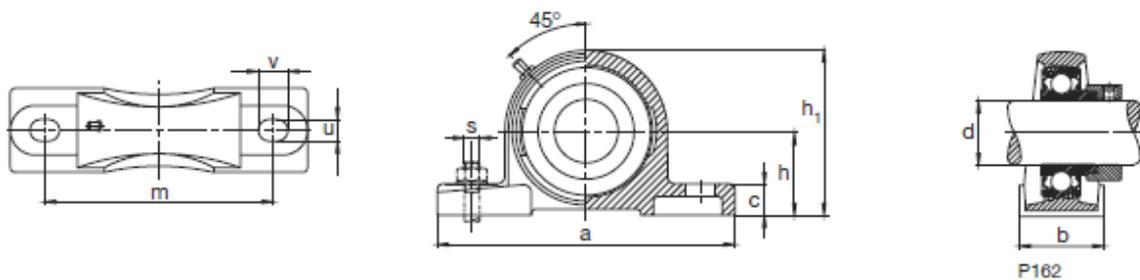


Figura 5.77 Soporte de rodamiento

Fuente: Catálogo FAG; pág. 518

Del catálogo se selecciona un soporte de rodamiento de acuerdo al diámetro del eje:

Modelo: P16203.010

Tabla 5.26 Dimensiones del soporte de rodamiento para el eje del rodillo inferior

d	15,875 [mm]
a	125 [mm]
b	32 [mm]
c	13 [mm]
h	30,2 [mm]
h1	57 [mm]
m	96 [mm]
u	11,5 [mm]
v	16 [mm]
s	M10
P	0,567 [kg]

Fuente: FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB

5.4.2.3 Rodamientos para el eje de los discos de lijado.

Determinación de la carga radial según el catalogo FAG.

Carga dinámica equivalente:

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad \text{Ec. [5.279]}^{328}$$

Donde:

$P =$ carga dinámica equivalente [N]

$F_r =$ carga radial [N]

$F_a =$ carga axial [N]

$X =$ factor radial; 1³²⁹

$Y =$ factor axial; 0³³⁰

³²⁸ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB; pág. 31

³²⁹ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB; pág. 148

Para el punto A:

$$F_r = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} \quad \text{Ec. [5.280]}$$

$$F_r = \sqrt{178,64^2 + 140,6^2} = 227,3[N] = 0,227[KN]$$

Para el punto D:

$$F_r = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2} \quad \text{Ec. [5.281]}$$

$$F_r = \sqrt{20,06^2 + 146,6^2} = 148[N] = 0,148[KN]$$

Al aplicar la ecuación [5.279] se tiene que:

$$P = X * F_r = 1 * 0.227[KN] = 0.227[KN]$$

Capacidad de carga dinámica.

$$C = \frac{f_L * P}{f_n * f_H} \quad \text{Ec. [5.282]}^{331}$$

Donde :

C = capacidad de carga dinámica [KN]

f_L = factor de esfuerzos dinámicos; 4,7³³²

f_n = factor de velocidad; 0,265³³³

f_H = factor de dureza que depende de la temperatura de servicio; 1³³⁴

³³⁰ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB; pág. 148

³³¹ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 248

³³² FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 263

³³³ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 264

³³⁴ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 249

Entonces la capacidad de carga dinámica es la siguiente:

$$C = \frac{4,7 * 0.227}{0.265 * 1} = 4,03 \text{ [KN]}$$

Luego con este valor y el diámetro del eje se va al catálogo y se selecciona un rodamiento con las siguientes características:

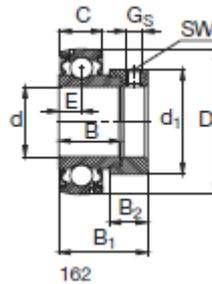


Figura 5.78 Rodamiento para el eje de los discos

Fuente: Catálogo FAG; pág. 514

Modelo: 16206.104

Tabla 5.27 Dimensiones de los rodamientos para el eje de los discos.

d	31,75	[mm]
D	62	[mm]
C	16	[mm]
B	23,8	[mm]
B1	35,7	[mm]
d1	44,5	[mm]
B2	15,9	[mm]
E	9	[mm]
Gs	M8x1	
Sw	4	[mm]
C	19,3	[KN]
P	0,284	[kg]

Fuente: FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB

Este rodamiento será utilizado en los puntos A y D del eje de los discos.

Selección del soporte del rodamiento.

Del catálogo se selecciona un asiento de rodamiento de acuerdo al diámetro del eje:

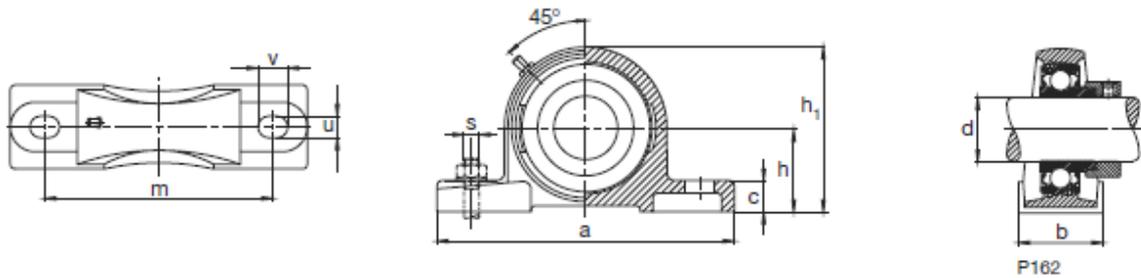


Figura 5.79 Soporte para rodamiento del eje de los discos

Fuente: Catálogo FAG; pág. 518

Modelo: P16206.104

Tabla 5.28 Dimensiones del soporte para los rodamientos del eje de los discos.

d	31,75	[mm]
a	165	[mm]
b	48	[mm]
c	17	[mm]
h	42,9	[mm]
h1	83	[mm]
m	121	[mm]
u	14	[mm]
v	19	[mm]
s	M12	
P	1,28	[kg]

Fuente: FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB

5.4.2.4 Rodamientos para el eje del disco de sierra.

Determinación de la carga radial según el catalogo FAG.

Carga dinámica equivalente:

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad \text{Ec. [5.283]}^{335}$$

Donde:

$P =$ carga dinámica equivalente [N]

$F_r =$ carga radial [N]

$F_a =$ carga axial [N]

$X =$ factor radial; 1³³⁶

$Y =$ factor axial; 0³³⁷

Para el punto A:

$$F_r = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} \quad \text{Ec. [5.284]}$$

$$F_r = \sqrt{79,58^2 + 71,21^2} = 106,8 \text{ [N]} = 0,106 \text{ [KN]}$$

Para el punto D:

$$F_r = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2} \quad \text{Ec. [5.285]}$$

$$F_r = \sqrt{220,42^2 + 459,15^2} = 509,3 \text{ [N]} = 0,51 \text{ [KN]}$$

Al aplicar la ecuación [5.283] se tiene que:

$$P = X * F_r = 1 * 0,51 \text{ [KN]} = 0,51 \text{ [KN]}$$

³³⁵ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB; pág. 31

³³⁶ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB; pág. 148

³³⁷ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB; pág. 148

Capacidad de carga dinámica.

$$C = \frac{f_L * P}{f_n * f_H} \quad \text{Ec. [5.286]}^{338}$$

Donde:

C = capacidad de carga dinámica [KN]

f_L = factor de esfuerzos dinámicos; 4,7³³⁹

f_n = factor de velocidad; 0,210³⁴⁰

f_H = factor de dureza que depende de la temperatura de servicio; 1³⁴¹.

Entonces la capacidad de carga dinámica es la siguiente:

$$C = \frac{4,7 * 0,51}{0,210 * 1} = 11,41 \text{ [KN]}$$

Luego con este valor y el diámetro del eje se va al catálogo y se selecciona un rodamiento con las siguientes características.

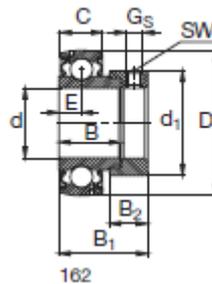


Figura 5.80 Rodamiento para eje de la sierra

Fuente: Catálogo FAG; pág. 514

Modelo: 16205.100

³³⁸ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 248

³³⁹ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 263

³⁴⁰ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 264

³⁴¹ FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA; pág. 249

Tabla 5.29 Dimensiones del rodamiento para el eje de la sierra.

d	25,4 [mm]
D	52 [mm]
C	15 [mm]
B	21,5 [mm]
B1	31 [mm]
d1	38,1 [mm]
B2	13,5 [mm]
E	7,5 [mm]
Gs	M6x0,75
Sw	3 [mm]
C	14 [KN]
P	0,217 [kg]

Fuente: FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB

Este rodamiento será utilizado en los puntos A y D del eje.

Selección del soporte de rodamiento.

Del catálogo se selecciona un asiento de rodamiento de acuerdo al diámetro del eje:

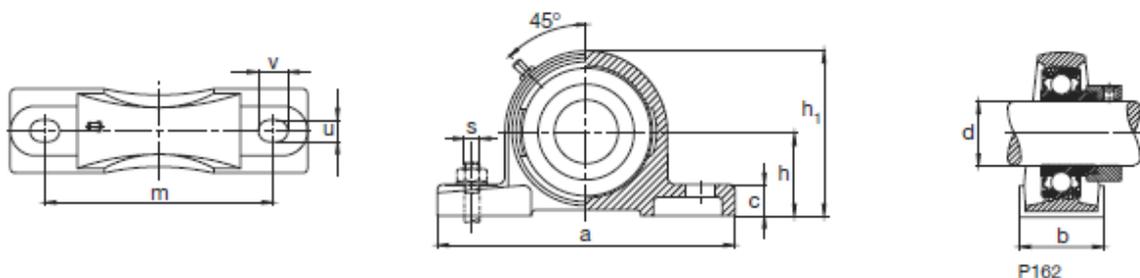


Figura 5.81 Soporte de rodamiento para el eje de la sierra

Fuente: Catálogo FAG; pág. 518

Modelo: P16205.100

Tabla 5.30 Dimensiones del soporte para rodamiento del eje de la sierra

d	25,4 [mm]
a	140 [mm]
b	38 [mm]
c	15 [mm]
h	36,5 [mm]
h1	71 [mm]
m	105 [mm]
u	11,5 [mm]
v	16 [mm]
s	M10
P	0,917 [kg]

Fuente: FAG; Catálogo de rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 S

5.4.3 SELECCIÓN DE BANDAS Y POLEAS.

5.4.3.1 Transmisión de potencia desde el eje del motor principal hacia el eje de la sierra.

Tabla 5.31 Datos para la selección de bandas para transmitir la potencia al eje de la sierra.

Potencia transmitida	6 [hp]
Revoluciones de la polea conductora	3600 [rpm]
Revoluciones de la polea conducida	3600 [rpm]
Distancia entre centros	500 [mm]
Tipo de banda a emplear	V

Fuente: PROPIA

Potencia corregida o de diseño.

$$P_c = P * k * n_d \quad \text{Ec. [5.287]}^{342}$$

Donde:

P_c = potencia corregida o de diseño

P = potencia transmitida o nominal

n_d = factor de seguridad

k = Factor de servicio; 1,1 de la figura [5.82]

Máquinas motrices	Motores eléctricos cd = 2 cn Motores térmicos multicilindros > 600 rpm			Motores eléctricos c maxi > 2 cn Monocilindro < 600 rpm		
	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d
Cargas uniformes ligeras: Agitadores para líquidos, bombas y compresores centrifugos-ventiladores hasta 7,5 Kw Pequeños transportadores	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Cargas uniformes medias: Transportadores de cinta (arena, grano) Ventiladores superiores 7,5 Kw Generadores-alternadores, máquinas herramientas Maquinaria artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras, bombas rotativas.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Cargas irregulares con sobrecargas: Maquinaria para ladrillos y cerámica Elevadores con canchilones. Compresores y bombas de pistones. Maquinaria papel. Pulverizadores, Maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Cargas irregulares y sobrecargas importantes: Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras mezcladoras, Gruas, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Cargas muy irregulares y grandes sobrecargas.	2	2	2	2	2	2

Figura 5.82 Factores de servicio

Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

Por lo tanto la potencia corregida de diseño es la siguiente:

$$P_c = 6 * 1 * 1,1 = 6,6 [hp]$$

³⁴² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 868

Determinación de la sección más apropiada de la banda.

Para determinar la sección apropiada de la banda se utiliza la gráfica [5.83] en donde con los datos de potencia corregida y número de revoluciones por minuto de la polea se selecciona el tipo de banda a utilizar.

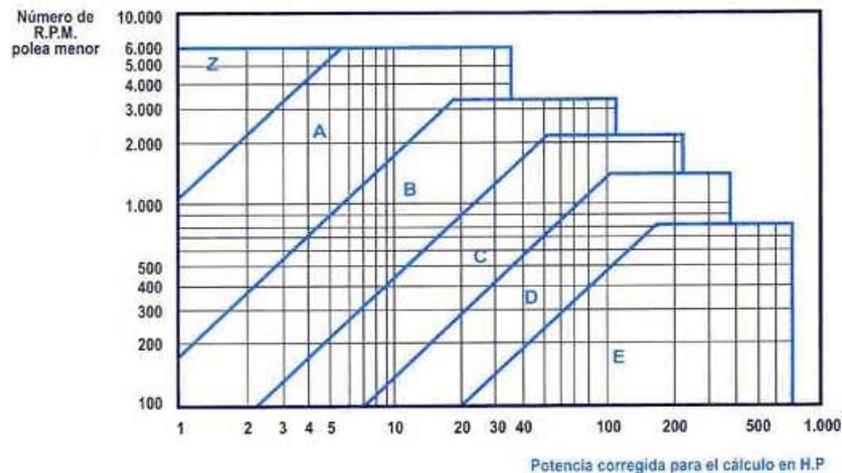


Figura 5.83 Selección del tipo y sección de la banda.

Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

Perfiles	b	h	A
Normal	[mm]	[mm]	[mm ²]
Z	10	6	48
A	13	8	81
B	17	11	138
C	22	14	230
D	32	20	476

Recomendación de diámetros primitivos mínimos de poleas.

Perfil	A	B	C	D	SPZ	SPA	SPB	SPC
d_{\min} (mm)	76	137	229	330	71	100	160	250

Figura 5.84 Dimensiones de la sección del tipo de banda y diámetro primitivos mínimos de las poleas.

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/5699593/CALCULO-DE-CORREAS-2>

De la figura [5.83] con una potencia de diseño de 6,6 [hp] y 3600 [rpm] se selecciona una sección A (13 mmx8 mm) de correa o banda.

Diámetro mínimo de la polea a utilizar.

En la figura [5.84] se puede ver que el diámetro mínimo de polea a emplear es de 80 [mm].

Relación de transmisión:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2} \quad \text{Ec. [5.288]}^{343}$$

Donde:

i = relación de transmisión

n_1 = número de revoluciones de la polea conductora [rpm]

n_2 = número de revoluciones de la polea conducida [rpm]

d_1 = diámetro de la polea conductora [mm]

d_2 = diámetro de la polea conducida [mm]

$$i = \frac{3600}{3600} = 1$$

Por lo tanto:

$$i = \frac{d_1}{d_2}$$

$$d_1 = d_2 = 80 \text{ [mm]}$$

Longitud de la correa.

$$L_p = 2 * C + \frac{\pi}{2} * (d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4 * C} \quad \text{Ec. [5.289]}^{344}$$

Donde:

L_p = longitud de la correa o banda

C = distancia entre centros

d_1 = diámetro de la polea menor

³⁴³ HERMANN J. ; Tablas para la industria metalúrgica; Editorial Reverté; Tercera Edición; pág. 82

³⁴⁴ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 867

d_2 = diámetro de la polea mayor

$$L_p = 2 * 500 + \frac{\pi}{2} * (80 + 80) = 1251,33 \text{ [mm]} = 49,26 \text{ [in]}$$

Potencia transmitida por la banda.

$$P_a = k_1 * k_2 * P_{tab} \quad \text{Ec. [5.290]}^{345}$$

Donde:

P_a = potencia permitida por banda

k_1 = factor de corrección del ángulo de cobertura; 1³⁴⁶.

k_2 = factor de corrección de longitud de la banda; 0,94³⁴⁷.

P_{tab} = potencia base que puede transmitir una banda o correa; 1,94 [hp]³⁴⁸

Por lo tanto:

$$P_a = 1 * 0,94 * 1,94 = 1,82 \text{ [hp]}$$

Correas necesarias.

$$N_b = \frac{P_c}{P_a} \quad \text{Ec. [5.291]}^{349}$$

Donde:

N_b = número de bandas

³⁴⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 867

³⁴⁶ <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

³⁴⁷ <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

³⁴⁸ <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

³⁴⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 868

$P_c = \text{potencia corregida o de diseño}$

$P_a = \text{potencia permitida por banda}$

$$N_b = \frac{6,6}{1,82} = 3,6$$

Por lo tanto se necesitan 4 bandas Tipo A-49

5.4.3.2 Transmisión de potencia desde el eje de la sierra hacia el eje de los discos.

Tabla 5.32 Datos para la selección de bandas para transmitir la potencia al eje de los discos.

Potencia transmitida	3 [hp]
Revoluciones de la polea conductora	3600 [rpm]
Revoluciones de la polea conducida	1800 [rpm]
Distancia entre centros	330 [mm]
Tipo de banda a emplear	V

Fuente: PROPIA

Potencia corregida o de diseño.

$$P_c = P * k * n_d \quad \text{Ec. [5.292]}^{350}$$

Donde:

$P_c = \text{potencia corregida o de diseño}$

$P = \text{potencia transmitida o nominal}$

$n_d = \text{factor de seguridad}$

$k = \text{Factor de servicio; 1,1 de la figura [5.82]}$

$$P_c = P * k * n_d = 3 * 1 * 1,1 = 3,3 \text{ [hp]}$$

³⁵⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 868

Determinación de la sección más apropiada.

De la figura [5.83] con una potencia de diseño de 3,3 [hp] y 3600 [rpm] se selecciona una sección A (13 mmx8 mm) de correa o banda.

Diámetro mínimo de polea a utilizar.

De la figura [5.84] se puede ver que el diámetro mínimo de polea a emplear es de 80 [mm].

Relación de transmisión:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2} \quad \text{Ec. [5.293]}^{351}$$

Donde:

i = relación de transmisión

n_1 = número de revoluciones de la polea conductora [rpm]

n_2 = número de revoluciones de la polea conducida [rpm]

d_1 = diámetro de la polea conductora [mm]

d_2 = diámetro de la polea conducida [mm]

$$i = \frac{1800}{3600} = 0,5$$

Por lo tanto:

$$i = \frac{d_1}{d_2}$$

$$d_2 = \frac{80 \text{ [mm]}}{0,5} = 160 \text{ [mm]}$$

Longitud de la correa.

$$L_p = 2 * C + \frac{\pi}{2} * (d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4 * C} \quad \text{Ec. [5.294]}^{352}$$

³⁵¹ HERMANN J. ; Tablas para la industria metalúrgica; Editorial Reverté; Tercera Edición; pág. 82

Donde:

L_p = longitud de la correa o banda

C = distancia entre centros

d_1 = diámetro de la polea menor

d_2 = diámetro de la polea mayor

$$L_p = 2 * 330 + \frac{\pi}{2} * (80 + 160) + \frac{(80 - 160)^2}{4 * 330} = 1041,84 [mm] = 41 [in]$$

Potencia transmitida por la banda.

$$P_a = k_1 * k_2 * P_{tab} \quad \text{Ec. [5.295]}^{353}$$

Donde:

P_a = potencia permitida por banda

k_1 = factor de corrección del ángulo de cobertura; 1^{354} .

k_2 = factor de corrección de longitud de la banda; $0,9^{355}$.

P_{tab} = potencia base que puede transmitir una banda o correa; $2,55 [hp]^{356}$

Por lo tanto:

$$P_a = 1 * 0,9 * 2,55 = 2,3$$

Correas necesarias.

$$N_b = \frac{P_c}{P_a} \quad \text{Ec. [5.296]}^{357}$$

³⁵² BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 867

³⁵³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 867

³⁵⁴ <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

³⁵⁵ <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

³⁵⁶ <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

Donde:

N_b = número de bandas

P_c = potencia corregida o de diseño

P_a = potencia permitida por banda

$$N_b = \frac{3,3}{2,3} = 1,43$$

Por lo tanto se necesitan 2 bandas Tipo A-41

5.4.3.3 Transmisión de potencia desde el eje de los discos hacia el eje del rodillo superior.

Tabla 5.33 Datos para la selección de bandas para la transmisión de potencia al eje del rodillo superior.

Potencia transmitida	1 [hp]
Revoluciones de la polea conductora	1800 [rpm]
Revoluciones de la polea conducida	1800 [rpm]
Distancia entre centros	447 [mm]
Tipo de banda a emplear	V

Fuente: PROPIA

Potencia corregida o de diseño.

$$P_c = P * k * n_d \quad \text{Ec. [5.297]}^{358}$$

Donde:

P_c = potencia corregida o de diseño

³⁵⁷ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 868

³⁵⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 868

P = potencia transmitida o nominal

n_d = factor de seguridad

k = Factor de servicio; 1,1 de la figura [5.82]

$$P_c = P * k * n_d = 1 * 1 * 1,1 = 1,1 \text{ [hp]}$$

Determinación de la sección más apropiada de la banda.

De la figura [5.83] con una potencia de diseño de 1,1 [hp] y 1800 [rpm] se selecciona una sección Z (10 mmx6 mm) de correa o banda.

Diámetro mínimo de polea a utilizar.

De la figura [5.84] se puede ver que el diámetro mínimo de polea a emplear es de 80 [mm].

Relación de transmisión:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2} \quad \text{Ec. [5.298]}^{359}$$

Donde:

i = relación de transmisión

n_1 = número de revoluciones de la polea conductora [rpm]

n_2 = número de revoluciones de la polea conducida [rpm]

d_1 = diámetro de la polea conductora [mm]

d_2 = diámetro de la polea conducida [mm]

$$i = \frac{1800}{1800} = 1$$

Por lo tanto:

$$i = \frac{d_1}{d_2}$$

³⁵⁹ HERMANN J. ; Tablas para la industria metalúrgica; Editorial Reverté; Tercera Edición; pág. 82

$$d_2 = d_1 = 160 [mm]$$

Longitud de la correa.

$$L_p = 2 * C + \frac{\pi}{2} * (d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4 * C} \quad \text{Ec. [5.299]}^{360}$$

Donde:

L_p = longitud de la correa o banda

C = distancia entre centros

d_1 = diámetro de la polea menor

d_2 = diámetro de la polea mayor

$$L_p = 2 * 447 + \frac{\pi}{2} * (160 + 160) = 1396,65 [mm] = 55 [in]$$

Potencia transmitida por la banda.

$$P_a = k_1 * k_2 * P_{tab} \quad \text{Ec. [5.300]}^{361}$$

Donde:

P_a = potencia permitida por banda

k_1 = factor de corrección del ángulo de cobertura; 1^{362} .

k_2 = factor de corrección de longitud de la banda; 1^{363} .

P_{tab} = potencia base que puede transmitir una banda o correa; 3 [hp]³⁶⁴

³⁶⁰ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 867

³⁶¹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 867

³⁶² <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

³⁶³ <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

³⁶⁴ <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

Por lo tanto:

$$P_a = 1 * 1 * 3 = 3$$

Correas necesarias.

$$N_b = \frac{P_c}{P_a} \qquad \text{Ec. [5.301]}^{365}$$

Donde:

N_b = número de bandas

P_c = potencia corregida o de diseño

P_a = potencia permitida por banda

$$N_b = \frac{1,1}{3} = 0,37$$

Por lo tanto se necesita 1 banda Tipo Z-55

5.4.3.4 Transmisión de potencia desde el motor secundario al eje del rodillo inferior.

Tabla 5.34 Datos para la selección de bandas para la transmisión de potencia al eje del rodillo inferior.

Potencia transmitida	1 [hp]
Revoluciones de la polea conductora	1800 [rpm]
Revoluciones de la polea conducida	1800 [rpm]
Distancia entre centros	228 [mm]
Tipo de banda a emplear	V

Fuente: PROPIA

³⁶⁵ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 868

Potencia corregida o de diseño.

$$P_c = P * k * n_d \quad \text{Ec. [5.302]}^{366}$$

Donde:

P_c = potencia corregida o de diseño

P = potencia transmitida o nominal

n_d = factor de seguridad

k = Factor de servicio; 1,1 de la figura [5.82]

$$P_c = P * k * n_d = 1 * 1 * 1 = 1 \text{ [hp]}$$

Determinación de la sección más apropiada para la banda.

De la figura [5.83] con una potencia de diseño de 1 [hp] y 1800 [rpm] se selecciona una sección Z (10 mmx6mm) de correa o banda.

Diámetro mínimo de la polea a utilizar.

De la figura [5.84] se puede ver que el diámetro mínimo de polea a emplear es de 71 [mm].

Relación de transmisión:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2} \quad \text{Ec. [5.303]}^{367}$$

Donde:

i = relación de transmisión

n_1 = número de revoluciones de la polea conductora [rpm]

n_2 = número de revoluciones de la polea conducida [rpm]

³⁶⁶ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 868

³⁶⁷ HERMANN J. ; Tablas para la industria metalúrgica; Editorial Reverté; Tercera Edición; pág. 82

$d_1 = \text{diámetro de la polea conductora [mm]}$

$d_2 = \text{diámetro de la polea conducida [mm]}$

$$i = \frac{1800}{1800} = 1$$

Por lo tanto:

$$i = \frac{d_1}{d_2}$$

$$d_2 = d_1 = 71 \text{ [mm]}$$

Longitud de la correa.

$$L_p = 2 * C + \frac{\pi}{2} * (d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4 * C} \quad \text{Ec. [5.304]}^{368}$$

Donde:

$L_p = \text{longitud de la correa o banda}$

$C = \text{distancia entre centros}$

$d_1 = \text{diámetro de la polea menor}$

$d_2 = \text{diámetro de la polea mayor}$

$$L_p = 2 * 228 + \frac{\pi}{2} * (71 + 71) = 679,05 \text{ [mm]} = 27,3 \text{ [in]}$$

Potencia transmitida por la banda.

$$P_a = k_1 * k_2 * P_{tab} \quad \text{Ec. [5.305]}^{369}$$

Donde:

$P_a = \text{potencia permitida por banda}$

³⁶⁸ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 867

³⁶⁹ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 867

$k_1 =$ factor de corrección del ángulo de cobertura; 1³⁷⁰.

$k_2 =$ factor de corrección de longitud de la banda; 0,9³⁷¹.

$P_{tab} =$ potencia base que puede transmitir una banda o correa; 0,95 [hp]³⁷²

Por lo tanto:

$$P_a = 1 * 0,9 * 0,95 = 0,9$$

Correas necesarias.

$$N_b = \frac{P_c}{P_a} \quad \text{Ec. [5.306]}^{373}$$

Donde:

$N_b =$ número de bandas

$P_c =$ potencia corregida o de diseño

$P_a =$ potencia permitida por banda

$$N_b = \frac{1}{0,9} = 1,1$$

Por lo tanto se necesitan 1 banda Tipo Z-27

³⁷⁰ <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

³⁷¹ <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

³⁷² <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

³⁷³ BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 868

5.5 DISEÑO DEL BASTIDOR.

Para el diseño del bastidor se utiliza un software o programa de simulación (SAP 2000 V12) para determinar si los perfiles estructurales seleccionados son adecuados para soportar las distintas cargas a él aplicadas.

Los perfiles utilizados para la estructura o soporte de la máquina son de Ipac según norma ASTM A-36 50x50x2.

En la figura [5.85] se muestra una imagen de las cargas a la que está sometida la estructura.

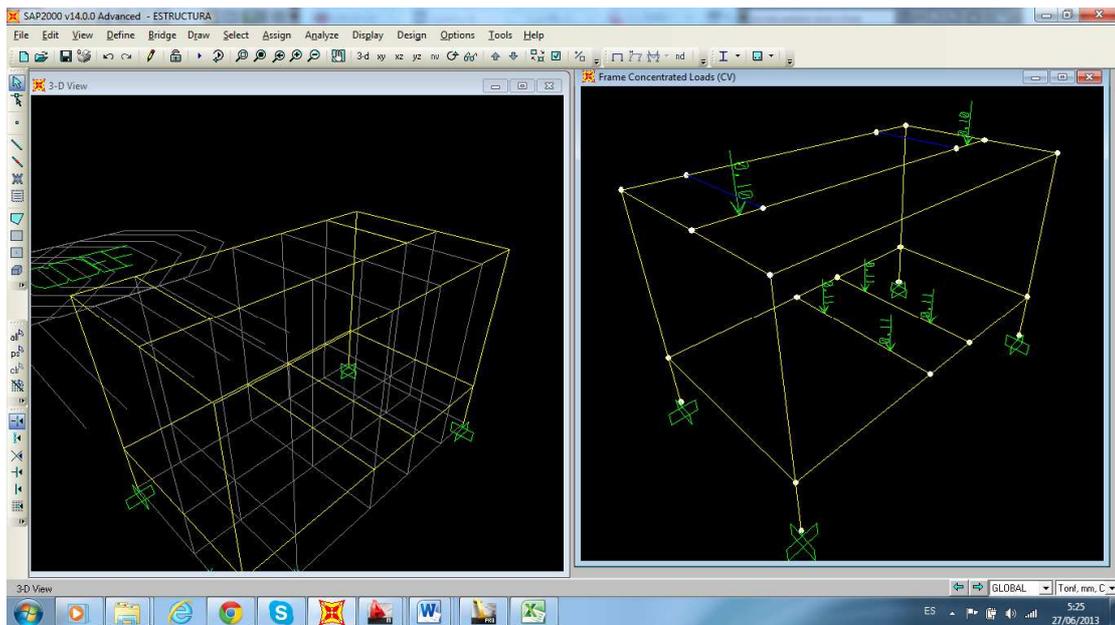


Figura 5.85 Aplicación de cargas a la estructura.

Fuente: PROPIA

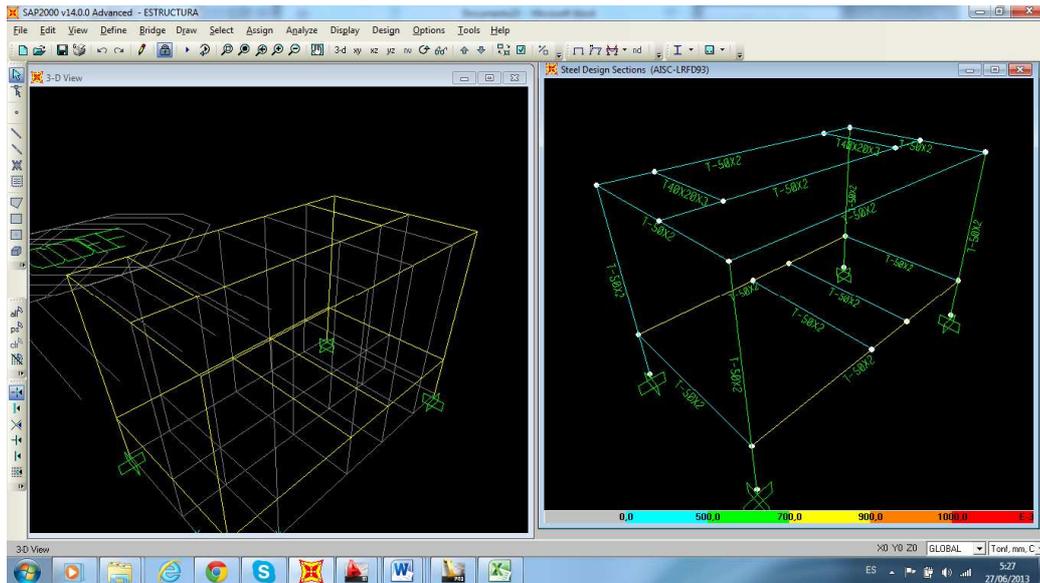


Figura 5.86 Simulación de cargas

Fuente: PROPIA

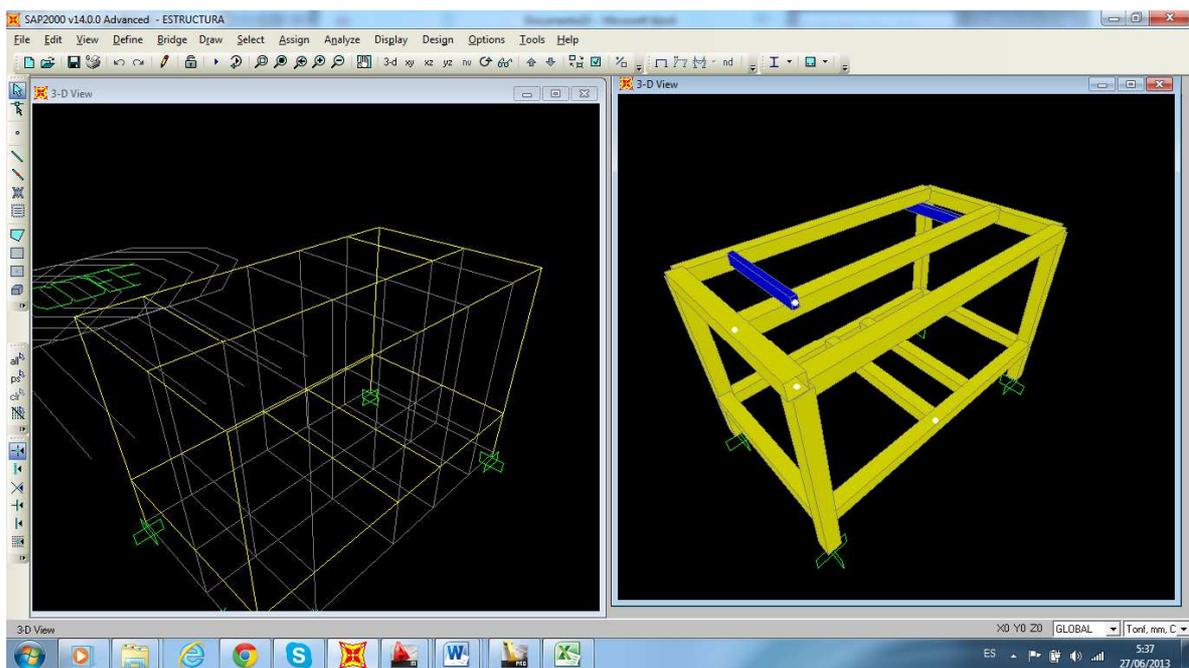


Figura 5.87 Visualización del bastidor

Fuente: PROPIA

La figura [5.86] es una gráfica que entrega el programa SAP 2000 V12, el color celeste indica según la paleta de colores que la estructura no falla por las cargas aplicadas.

Por lo tanto el perfil aplicado es adecuado para la construcción del bastidor.

CAPÍTULO 6

PROCESO CONSTRUCTIVO Y MONTAJE DEL SISTEMA

En el siguiente capítulo se desarrolla el proceso constructivo del prototipo del sistema de aserrado y lijado mediante un diagrama de bloques y se determina las herramientas y equipos necesarios para la construcción del respectivo montaje y así como también las pruebas de campo.

6.1 PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

El proceso de construcción se detalla a continuación en el siguiente diagrama de bloques presentado en la figura 6.1

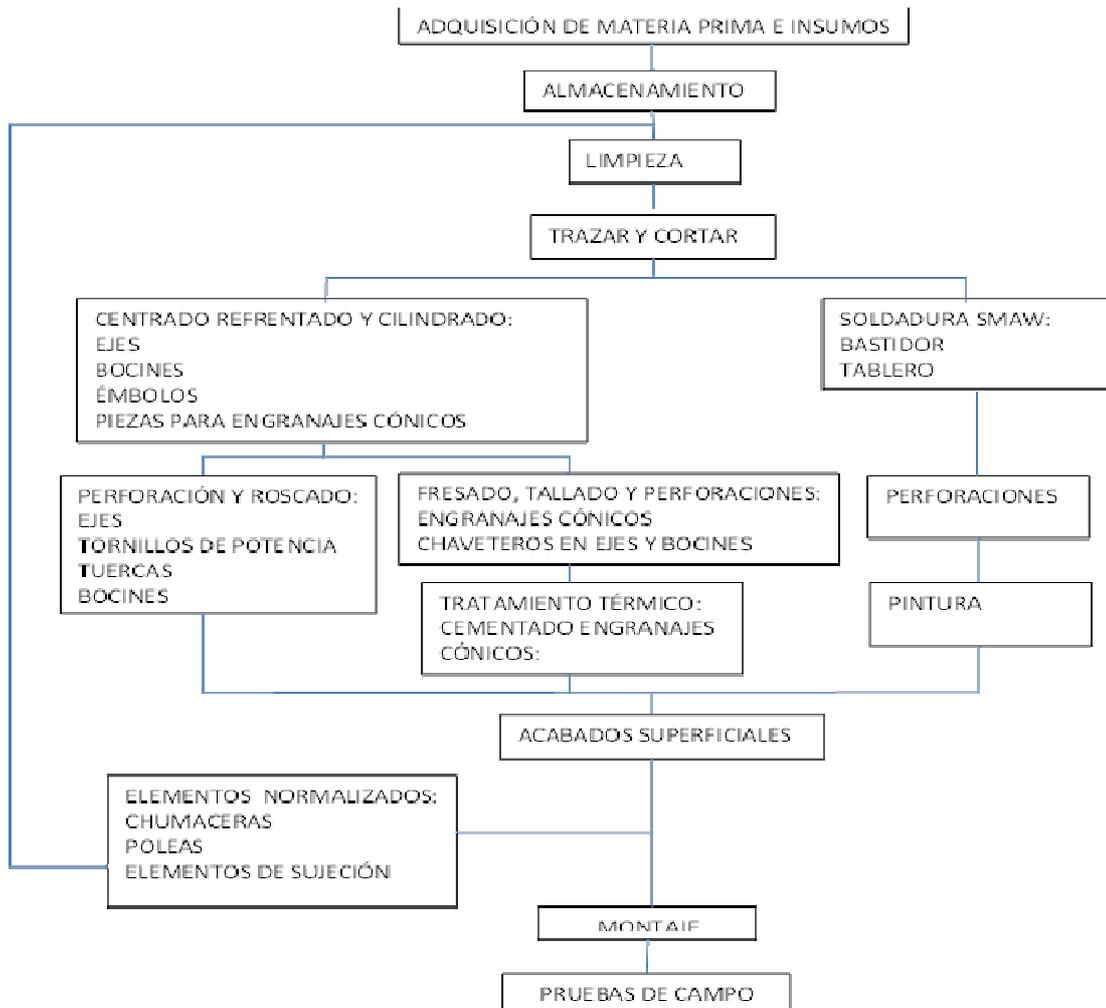


Figura 6.1 Diagrama de bloques del proceso de construcción.

Fuente: Propia.

Nota: cada uno de los procesos mostrados en el diagrama de bloque deben estar bajo estricto control de calidad y bajo los parámetros detallados en las hojas de procesos, planos de taller y planos de montaje.

6.2 EQUIPOS Y HERRAMIENTAS

Para la construcción del prototipo de aserrado y lijado de madera, es indispensable contar con diferentes equipos, herramientas e instrumentos de medición, los mismos que se detallan a continuación en las tablas 6.1; tabla 6.2; tabla 6.3 respectivamente.

Tabla 6.1 Equipos a utilizar en la construcción.

TIPO	DETALLE
EQUIPOS	PLASMA
	AMOLADORA
	SUELDA SMAW
	TORNO
	FRESA
	ESMERIL
	TALADRO DE BANCO
	TALADRO MANUAL

Fuente: PROPIA

Tabla 6.2 Herramientas a utilizar en la construcción.

TIPO	DETALLE
HERRAMIENTAS	ENTENALLA
	JUEGO DE BROCAS
	PRENSAS
	JUEGO MACHUELOS
	JUEGO LLAVES COMBINADAS
	JUEGO LLAVES ALLEN
	GRANETE
	MARTILLO
	CEPILLO DE ACERO
	SIERRA DE ARCO
	JUEGO DE LIMAS
	RAYADOR

Fuente: PROPIA

Tabla 6.3 Instrumentos de medida a utilizar en la construcción.

TIPO	DETALLE
INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	CALIBRADOR PIE DE REY
	CALIBRADOR DE ROSCAS
	FLEXÓMETRO
	NIVEL

Fuente: PROPIA

6.3 MATERIA PRIMA

La materia prima que se utiliza para la construcción del prototipo se detalla a continuación en la tabla 6.4

Tabla 6.4 Materia prima a ser utilizada.

DETALLE	MATERIAL	DIMENSIONES [mm]	NUMERO DE PIEZAS
TUBO CUADRADO 2"X2"X3/32	ASTM A-36	6000	2
TUBO CUADRADO 1,5"X1,5"X3/32	ASTM A-36	6000	1
TUBO RECTANGULAR 1,5"X3/4"X3/32	ASTM A-36	3000	1
PLANCHA [e= 8mm]	ASTM A-36	130 X 800	1
PLANCHA [e= 6mm]	ASTM A-36	1200X 2400	1
PLANCHA [e= 2mm]	ASTM A-36	2200 X 160	1
EJE ACERO [diámetro = 1 ¼"]	AISI 1018	700	1
EJE ACERO [diámetro = 1"]	AISI 1018	600	1
EJE ACERO [diámetro = ¾"]	SAE 1018	1200	2
EJE ACERO [diámetro =5/8"]	AISI 1018	500	1
BARRA PERFORADA [diámetro = 90]	GRILON	350	2
BARRA PERFORADA ACERO	AISI 1018	50	2
BARRA PERFORADA DE BRONCE	ASTM 937	50	2
TUBO 2 1/2" CEDULA 80	ASTM A-53	350	2
TUBO 3 " CEDULA 80	ASTM A-53	350	2

Fuente: PROPIA

6.4 ELEMENTOS NORMALIZADOS

Los elementos normalizados que se utiliza después de realizar el diseño y su diferente selección se encuentran en la tabla 6.5

Tabla 6.5 Elementos normalizados seleccionados.

DETALLE	DIMENSIONES	CANTIDAD
CHUMACERA P16206.104	Diámetro eje 1,1/4"	2
CHUMACERA P16205.100	Diámetro eje 1"	2
CHUMACERA P16203.010	Diámetro eje 5/8"	2
RODAMIENTO 16204.012	Diámetro eje 3/4"	2
POLEAS HIERRO FUNDIDO	Diámetro 70mm	2
POLEAS HIERRO FUNDIDO	Diámetro 80mm	2
POLEAS HIERRO FUNDIDO	Diámetro 160mm	2
MOTOR	7,5 HP	1
MOTOR	1 HP	1
SIERRA CIRCULAR	18 Dientes/Diam. 12"	1
RESORTES DE=1"	70 [mm]	2

Fuente: PROPIA

De la misma manera se considera la adquisición de elementos normalizados descritos a continuación:

- Tornillos, tuercas y arandelas UNC 1/2"-13, UNC 1/4"-20, M6x1; diferentes longitudes.
- Bandas tipo A -49" ; bandas tipo A-41" ; banda tipo Z-55; banda tipo Z-27
- Prisioneros 5/16" de diferentes longitudes.

6.5 INSUMOS

Los insumos son los materiales que se utilizan y no son reutilizados entre estos materiales se tienen los que se muestran en la tabla 6.6

Tabla 6.6 Insumos para utilizar en la construcción.

INSUMOS	ELECTRODOS E-6013
	DISCOS DE DESBASTE
	DISCO DE CORTE
	GRATA
	LIJAS
	TINHER
	GASOLINA
	GUAIPES
	ANTICORROSIVO
	ESMALTE

Fuente: PROPIA

6.6 ELEMENTOS A CONSTRUIR

Los elementos a construirse son aquellos que no se encuentran en el mercado, y para este sistema se tiene los siguientes elementos y piezas mostrados en la tabla 6.7

Tabla 6.7 Elementos a construirse

ELEMENTO	CANTIDAD
BASTIDOR	1
MESA DE TRABAJO	1
TORNILLO DE POTENCIA Y TUERCA ROCA DERECHA	1
TORNILLO DE POTENCIA Y TUERCA ROCA IZQUIERDA	1
EJE PARA SIERRA	1
EJE PARA DISCOS DE LIJAS	1
EJE PARA RODILLO SUPERIOR	1
EJE PARA RODILLO INFERIOR	1
EJE PARA SISTEMA DE ELEVACIÓN	1
DISCOS PARA SOPORTE DE LIJAS	2
BOCÍN DE BRONCE	2
GUÍA	1
CAMISA SOPORTE DE DISCO	2
PLATOS DE SUJECIÓN DE DISCO LIJA	4
PLATOS DE SUJECIÓN DE SIERRA	2
ÉMBOLO	2
PISTÓN	2
PROTECCIÓN DE BANDAS	2
ENGRANAJES CÓNICOS DE DIENTES RECTOS	4
TUERCA ROSCA DERECHA	1
TUERCA ROSCA IZQUIERDA	1

Fuente: PROPIA

Para la construcción de los diferentes elementos se utiliza un área de trabajo donde se pueda disponer de los equipos y herramientas necesarias, y seguir los lineamientos del diagrama de flujo mostrado en la figura 6.1, a continuación se muestran algunas fotos 6.1 y 6.2 del proceso de construcción.



Foto 6.1 Trazado y corte

Fuente: Propia



Foto 6.2 Refrentado, cilindrado, roscado y soldadura

Fuente: Propia

6.7 MONTAJE DEL PROTOTIPO

Para el montaje se considera la construcción previa del bastidor, sistema de elevación, sistema de lijado de cantos, sistema de corte, sistema de lijado de los planos, sistema de acople de motor y sistema de bandas y poleas; teniendo en cuenta las especificaciones establecidas en los planos de construcción.

En la foto 6.3 se muestra el bastidor donde se hace el montaje de cada sistema.



Foto 6.3 Bastidor.

Fuente: PROPIA

6.7.1 MONTAJE DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN.

Para realizar el montaje de elevación se debe tener en cuenta que los bocines estén alineados, los engranajes helicoidales deben estar perpendiculares, para después montar los diferentes tornillos tanto de rosca derecha como de rosca izquierda, cada pistón con su tuerca y embonar en los émbolos.

6.7.2 MONTAJE DEL SISTEMA DE CORTE

En montaje del sistema de corte se debe tener en cuenta la alineación del eje respecto a la parte exterior del bastidor, ya que mediante este sistema de referencia se va a alinear la sierra y los discos de lijado.

6.7.3 MONTAJE DEL SISTEMA DE LIJADO DE CANTOS

Para el montaje del sistema de lijado de cantos se debe alinear el disco la sierra con el disco de lijado exterior, en la foto 6.11 se indica el montaje del sistema de corte y el sistema de lijado de cantos.



Foto 6.4 Montaje del sistema de lijado de cantos

Fuente: PROPIA

6.7.4 MONTAJE DEL SISTEMA DE LIJADO DEL PLANO INFERIOR

Para el montaje del sistema de lijado del plano inferior del tablón, este se debe montar en la mesa de trabajo de la máquina acoplado con el motor ya que este sistema funciona con un motor por separado.

6.7.5 MONTAJE DE LA MESA DE MESA DE TRABAJO

Antes del montaje de la mesa de trabajo se debe acoplar el motor y las poleas para los diferentes sistemas, como son el de corte y de lijado, alineando las poleas para el montaje de las diferentes bandas. Echo el montaje de las bandas y poleas, se continúa con el montaje de la mesa de trabajo donde se debe tener en cuenta el nivel de la misma, ya que de esto depende el montaje del sistema de lijado del plano superior.

6.7.6 MONTAJE DEL SISTEMA DE LIJADO PLANO SUPERIOR

El montaje del sistema de lijado plano superior se debe alinear con el sistema de lijado plano inferior y tener en cuenta el alto de la mesa de trabajo y alinear con el sistema de poleas y bandas para adquirir la potencia del mismo motor.

6.7.7 MONTAJE DE ACCESORIOS

El montaje de accesorios de refiere a la protección de la banda de la parte superior de la máquina y a la guía que va en la mesa de trabajo. En la foto 6.5 se observa cómo van los accesorios montados y la maquina completamente montada y lista para su uso.



Foto 6.5 Montaje del sistema de lijado plano superior.

Fuente: PROPIA

6.8 PRUEBAS DE CAMPO

Las pruebas de campo se realizan en el taller de muebles ESMENAC, ubicado en la Ciudad de Quito en el barrio Santo Tomas 1 (Guamani).

Para estas pruebas se sigue el formato del ANEXO A, donde asistió el Director y Codirector de tesis para el efecto se muestran las fotos 6.6 y 6.7 y dicho formato llenado.



Foto 6.6 Pruebas de campo del prototipo.

Fuente: Propia



Foto 6.7 Pruebas de campo del prototipo.

Fuente: Propia

CAPÍTULO 7

ANÁLISIS DE COSTOS

En este capítulo se realiza un estudio sobre los costos que conlleva el diseño, construcción y montaje del prototipo para el sistema de aserrado y lijado. El objetivo de este análisis es determinar la cantidad de recursos económicos a emplearse en el diseño, la construcción y la puesta en marcha del prototipo.

Se procede a realizar un análisis detallado tanto de costos directos así como de los costos indirectos.

Para el estudio de los costos directos se tiene costos parciales que son:

- Materia prima
- Costos de maquinado
- Costos de montaje

De la misma manera para determinar el costo total indirecto se considera los costos parciales:

- Costos de ingeniería
- Gastos provisionales

El costo total del prototipo es la suma de los costos directos más los costos indirectos.

7.1 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS

7.1.2 COSTOS DE MATERIA PRIMA

Los costos de materia prima son los que se generan de la compra de los diversos materiales que se necesitan para la fabricación de elementos constitutivos del prototipo así como también de los elementos normalizados existentes ya en el mercado. Los costos de la materia prima están en la Tabla 7.1

Tabla 7.1 Costos de materia prima

MATERIAL	DIMENSIONES [mm]	CANT.	VALOR UNIT	VALOR TOTAL
TUBO CUADRADO 2"X2"X3/32 ASTM A-36	6000	2	36,39	72,78
TUBO CUADRADO 1,5"X1,5"X3/32 ASTM A-36	6000	1	31,50	31,50
TUBO RECTANGULAR 1,5"X3/4"X3/32 A-36	3000	1	9,95	9,95
PLANCHA [e= 8mm] ASTM A-36	130 X 800	1	11,56	11,56
PLANCHA [e= 6mm] ASTM A-36	1200X 2400	1	141,34	141,34
PLANCHA [e= 2mm] ASTM A-36	2200 X 160	1	7,57	7,57
EJE ACERO [diámetro = 1 ¼"] AISI 1018	700	1	12,00	12,00
EJE ACERO [diámetro = ¾"] AISI 1018	1000	1	5,32	5,32
EJE ACERO [diámetro = 1"] AISI 1018	1200	2	7,50	15,00
EJE ACERO [diámetro =5/8"] AISI 1018	500	1	2,00	2,00
BARRA PERFORADA [diámetro = 90] GRILON	350	2	20,00	40,00
BARRA PERFORADA ACERO AISI 1018	50	2	3,48	6,96
BARRA PERFORADA DE BRONCE ASTM 937	50	2	8,30	16,60
TUBO 3" CEDULA 80 ASTM A-53	250	2	7,65	15,3
TUBO 2 1/2 " CEDULA 80 ASTM A-53	250	2	6,82	13,64
TOTAL				401,52

Fuente: PROPIA

7.1.3 COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

Tabla 7.2 Costos elementos normalizados

DETALLE	CANT.	VALOR UNIT.	VALOR TOTAL
CHUMACERA P16206.104 Diámetro eje 1,1/4"	2	11,45	22,90
CHUMACERA P16205.100 Diámetro eje 1"	2	9,38	18,76
CHUMACERA P16203.010 Diámetro eje 5/8"	2	8,68	17,36
RODAMIENTO 16204.012 Diámetro eje 3/4"	2	3,78	7,56
POLEAS HIERRO FUNDIDO Diámetro 70mm	2	4,75	9,50
POLEAS HIERRO FUNDIDO Diámetro 80mm	2	5,25	10,50
POLEAS HIERRO FUNDIDO Diámetro 160mm	2	10,00	20,00
MOTOR 7,5 HP	1	550	550
MOTOR 1 HP	1	180	180
SIERRA CIRCULAR 18 Dientes/Diam. 12"	1	76,78	76,78
RESORTES DE=1"X70 [mm]	2	2,25	4,50
PERNOS, ARANDELAS Y TUERCAS			30,00
TOTAL			947,86

Fuente: PROPIA

7.1.4 COSTOS DE MAQUINADO

Este costo se refiere al valor de mano de obra directa empleada en las maquinas herramientas para la fabricación de piezas del prototipo. Dicho valor se calcula basándose en el tiempo requerido para la fabricación de los elementos. Estos valores se presentan en la Tabla 7.3

Tabla 7.3 Costos de Maquinado

DESCRIPCIÓN	Costo por hora maquina (\$)	Tiempo empleado	Total
Torno	10	24	240,00
Fresadora	15	12	180,00
Taladro	6	3	18,00
Amoladora	6	3	18,00
Soldaduras SMAW	8	3	24,00
Corte Plasma [e=6mm]	2 / m lineal	10m	20,00
Tratamiento térmico			50,00
		Total	550,00

Fuente: PROPIA

7.1.5 COSTOS DE MONTAJE

Son aquellos que pertenecen a mano de obra ocupada para el ensamble de las partes y piezas que conforman el prototipo, así como, la puesta a punto y el alineamiento de los diferentes discos y rodillos de lijado.

Para realizar este trabajo se requiere de dos personas para el montaje y ensamble de las partes constituyentes del prototipo por un tiempo estimado de 36 horas, el valor de mano de obra por cada técnico estimada es de 2,5 USD.

En la tabla 7.4 se puede apreciar los costos de montaje

Tabla 7.4 Costos de Montaje

PERSONA	ESPECIALIDAD	CANTIDAD	TIEMPO	COSTO	VALOR
TÉCNICO	MECÁNICO	1	16	2,5	40
TÉCNICO	ELECTROMECAÁNICO	1	16	2,5	40
SUBTOTAL					80

Fuente: PROPIA

7.1.6 COSTO DIRECTO TOTAL

Es la suma de los diferentes costos parciales de costo directo, para detallar la suma se puede ver en la tabla 7.5

Tabla 7.5 Subtotal del costo directo

Costos Parciales	Valor (USD)
Materias primas	1349,38
Costo de maquinado	550,00
Costo de Montaje	80,00
Subtotal	1979,38

Fuente: PROPIA

7.2 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS

7.2.1 COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS

Son los costos que se generan del uso de materiales suplementarios o insumos en la construcción de los diferentes componentes del prototipo.

Los costos de materiales indirectos se muestran en la tabla 7.6

Tabla 7.6 Costo de materiales indirectos

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Precio Unitario	Total (\$)
ELECTRODOS E-6013	5[Kg]	2,80	14,00
DISCOS DE DESBASTE Y CORTE	5	2,20	11,00
GRATA	1	5,00	5,00
TINHER	2Gln	5,6	11,20
GASOLINA	1 Gln.	2,00	2,00
GUAIPES	3 Lb.	0,8	2,40
ANTICORROSIVO	1 Gln.	18,00	18,00
ESMALTE	1 Gln.	23,00	23,00
BISAGRAS	4	1,00	4,00
LIJAS	3	2,00	6,00
CEMENTO DE CONTACTO	1/8 Gln	2,60	2,60
TOTAL			99,20

Fuente: PROPIA

7.2.2 COSTOS DE INGENIERÍA

Son aquellos costos que se derivan del tiempo y del conocimiento que un ingeniero invierte en el diseño de máquinas, en este caso del prototipo para el aserrado y lijado, se necesita de dos profesionales los cuales desarrollan entre otras; las siguientes funciones:

- Definición del problema
- Selección de alternativas
- Presentación de alternativas
- Diseño y selección de elementos de maquinas
- Supervisión y control en la construcción

- Supervisión y control en el montaje y puesta a punto.

El tiempo dedicado al diseño y a la construcción del prototipo se lo realiza a partir de los parámetros antes mencionados, teniendo en cuenta que los profesionales trabajan conjuntamente y a continuación en la tabla 7.7 se muestra el costo de ingeniería.

Tabla 7.7 Costos de ingeniería

APLICACIÓN	OPERACIÓN	COSTO DE INGENIERÍA (USD/HORA)x2Ing.	TIEMPO TOTAL (HORAS)	VALOR TOTAL (HORAS)
SISTEMA DE ASERRADO Y LIJADO	Diseño y selección de elementos mecánicos y elaboración de planos	15	320	4800
			Costo de Ingeniería	4800

Fuente: PROPIA

7.2.4 COSTOS TOTALES INDIRECTOS

Es la suma de los costos de materiales indirectos y los costos de ingeniería en la tabla 7.8 se muestra la suma

Tabla 7.8 Costos indirectos

COMPONENTE DEL COSTO	VALOR [USD]
Costos materiales indirectos	92,20
Costos ingeniería	4,800.00
SUBTOTAL	4,892,20

Fuente: PROPIA

7.3 COSTOS TOTALES

Para encontrar el costo total del prototipo se suman los costos directos e indirectos y además se considera un costo adicional denominado costo de imprevistos que para este caso será del 10% y se muestra en la tabla 7.9

Tabla 7.9 Costos totales del prototipo

COMPONENTE DEL COSTO	VALOR [USD]
Costos Directos	1979,38
Costos Indirectos	4892.20
SUBTOTAL	6,811.58
10% Imprevistos	681.16
COSTO TOTAL DEL PROTOTIPO	7,492.74

Fuente: PROPIA

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

8.1 CONCLUSIONES.

- El Proyecto de Titulación cumple con el objetivo principal, el cual es la construcción de un sistema de aserrado y lijado para la producción de muebles de madera con los parámetros funcionales establecidos.
- La máquina diseñada junta los procesos de aserrado y lijado de manera que en una sola pasada de la pieza a trabajar esta se obtiene cortada de acuerdo a la medida deseada y lijada en los cantos y planos tanto superior e inferior.
- La productividad de piezas de muebles de madera se ha incrementado, ya que al ejecutar los procesos por separado se demoraba para una pieza de 30x40x2400, 3min con 45 seg. y ahora en dichos procesos solo se demora 2min con 25 seg, como se puede apreciar en las pruebas de campo.
- La máquina de aserrado y lijado puede ser construida en cualquier taller metalmecánico del país, ya que sus elementos son de fácil mecanizado y su montaje no es complicado.
- La máquina diseñada está compuesta por materiales y elementos normalizados fáciles de encontrar en el mercado nacional.
- El cumplimiento del protocolo de pruebas garantiza el buen funcionamiento de la máquina cumpliendo con los requerimientos deseados.

- El mantenimiento de la máquina es de bajo costo y sencillo, ya que la máquina tiene elementos de fácil reposición; además se debe realizar un mantenimiento preventivo para elevar la vida útil de la misma.
- El bastidor o estructura de la máquina se simuló mediante la aplicación del programa SAP 2000, el mismo que permite verificar la estabilidad y comportamiento de la estructura bajo la acción de las diferentes cargas.
- Los ejes de la máquina se diseñaron con la ayuda del programa INVENTOR, el mismo que permite de una manera rápida y eficiente hacer análisis de rigidez y deflexiones.
- Al diseñar un eje se deben limitar las deflexiones que se producen debido a las cargas de servicios para de esta manera evitar posibles vibraciones las mismas que causan el desgaste y mal funcionamiento de los elementos que están montados sobre el eje.
- La máquina queda fija al suelo por su propio peso, por lo tanto se debe situar en una superficie lisa y nivelada.

8.2 RECOMENDACIONES.

- Se recomienda dar un buen mantenimiento a la máquina para que la misma tenga un correcto funcionamiento.
- El operario debe utilizar los respectivos implementos de seguridad industrial (mascarilla, gafas, protectores auditivos y guantes).
- Es muy importante la lubricación de los rodamientos para evitar consumos innecesarios de potencia y por tal motivo evitar el cambio constante de las mismas.
- Terminada la jornada laboral limpiar la máquina en especial los engranajes para evitar que el desplazamiento de la mesa se vea afectado.
- No apoyarse en el eje del rodillo superior ya que este no está diseñado para soportar cargas externas de considerable magnitud.
- Lubricar los tornillos de potencia para que la elevación de la mesa o tablero de la máquina no presente problemas de desplazamiento.
- Se recomienda no colocar cargas considerables o superiores a 30 [Kg] en los extremos laterales del tablero, ya que los tornillos de potencia podrían fallar por pandeo.

BIBLIOGRAFÍA

- HUTTE; Manual del Ingeniero de Taller; Tomo 1; Edición Gustavo Gili; Segunda Edición; Barcelona; 1962
- EDEBE; Tecnología Mecánica; Tomo 4; Ediciones Don Bosco; Primera Edición; Barcelona; 1981
- HERMANN J.; Tablas para la Industria Metalúrgica; Editorial Reverté; Tercera Edición
- GERE J. ; Mecánica de Materiales; Sexta edición; Editorial Thomson; México; 2006
- BEER F. ; Mecánica de Materiales; Cuarta edición; Editorial Mc Graw Hill; México; 2007
- BUDYNAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; México; 2012
- SHIGLEY J. ; Manual de Diseño Mecánico; Editorial Mc Graw Hill; Tomo I; Cuarta edición; México; 1987
- TIMOSHENKO S; Resistencia de Materiales; Editorial Espasa Calpe S. A.; Madrid 1957
- LARBURU N.; Máquinas Prontuario; Editorial Paraninfo; Segunda Edición; España; 1990
- HORWITZ H. ; Manual de Soldadura Aplicaciones y Práctica; Tomo I; Editorial Alfaomega; México; 2002

- CASILLAS A. ; Máquinas (cálculos de taller)
- VARGAS J. ; Guía de los Fundamentos del Dibujo Industrial; 2009
- VARGAS J. ; Guía de los Fundamentos del Virutaje; 2009
- MABIE H. ; Mecanismos y dinámica de maquinaria; Editorial Limusa; Séptima reimpresión; México; 1995
- CHEVALIER; Dibujo Industrial; Montaner y Simón S.A.; Barcelona; 1979
- INEN; Código de Dibujo Técnico Mecánico; Quito; 1981
- BOHLER; Manual de Aceros
- IPAC; Catálogo de Perfiles Estructurales
- FAG; Catálogo de Rodamientos; Catálogo WL 41 520/3 SB
- FAG; Catálogo de Rodamientos; Catálogo WL 41 250 SA

TESIS CONSULTADAS.

- Máquina Universal aplicada a la madera: Tesis EPN; 1975

CONSULTAS WEB

- <http://es.scribd.com/doc/48744187/Herramientas-Para-La-Madera-Pilana>
- <http://es.scribd.com/doc/48744280/Tecnologia-del-corte-de-la-madera>
- <http://g7mecnica12012.wikispaces.com/file/view/INFORME+DE+COEFICIEN+TE+DE+FRICCI%C3%93N.pdf>
- <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap7.pdf>
- <http://www.paralamadera.com/productos/lijadora-de-rodillo-ms-3140>
- http://www.bohlerperu.com/files/TRANSMISION_Rev.01.pdf
- <http://es.scribd.com/doc/32213444/Popov-Mecanica-de-Solidos-Pg-336>
- <http://es.scribd.com/doc/86474397/Ejes-y-Arboles-Teoria>
- <http://es.scribd.com/doc/69000566/Rigidez-de-arboles>
- http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/assignaturas/mas-iti/Apunteak/Cap5.pdf
- <http://www.bricolandia.es/hegner-wsm-300-lijadora-de-plato-wsm300/>
- <http://www.resortesaraya.cl/galerias/galeria25/s3000018.jpg>
- http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/PresCap9_Res.pdf
- <http://dim.usal.es/eps/im/roberto/cmm/resortes.ppt>
- <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>

- <http://www.engranajesjuaristi.com/engranajes-conicos-rectos.php>
- http://www.acerosotero.cl/pdf/catalogo_aceros_otero.pdf
- <http://www.la-llave.com/py/index.html>
- <http://www.emersonclimate.com/es-LA/brands/Pages/Browning.aspx>
- <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>
- <http://es.scribd.com/doc/5699593/CALCULO-DE-CORREAS-2>

ANEXOS.

ANEXO A. FORMATO DE PROTOCOLO DE PRUEBAS

ANEXO B. HOJAS DE PROCESOS

**ANEXO C. PLANOS DE CONSTRUCCIÓN DEL
PROYECTO**