



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TORNO PARA
MADERA CON ROUTER INCORPORADO”**

**FREDY DANIEL ROMERO HERRERA
MARCO ANTONIO SÁNCHEZ REINOSO**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2014

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2013-06-12

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

FREDY DANIEL ROMERO HERRERA

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TORNO PARA MADERA CON ROUTER
INCORPORADO”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Marco Santillán G.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Geovanny Novillo A.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. José Paredes
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: FREDY DANIEL ROMERO HERRERA

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TORNO PARA MADERA CON ROUTER INCORPORADO”

Fecha de Examinación:2014-05-14

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Víctor Vasconez V. PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Geovanny Novillo Andrade DIRECTOR DE TESIS			
Ing. José Paredes ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Víctor Vasconez V.
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2013-06-12

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

MARCO ANTONIO SÁNCHEZ REINOSO

Titulada:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TORNO PARA MADERA CON ROUTER INCORPORADO”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Marco Santillán G.
DÉCANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Geovanny Novillo A.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. José Paredes
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: MARCO ANTONIO SÁNCHEZ REINOSO

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TORNO PARA MADERA CON ROUTER INCORPORADO”

Fecha de Examinación:2014-05-14

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Víctor Vasconez V. PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Geovanny Novillo Andrade DIRECTOR DE TESIS			
Ing. José Paredes ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Víctor Vasconez V.
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Fredy Daniel Romero Herrera Marco Antonio Sánchez Reinoso

DEDICATORIA

Este trabajo es dedicado con mucho amor a mi hijo Dieguito y a mi esposa Verito que han sido un soporte fundamental a lo largo de esta carrera, a mis padres Juan y Zoila que con su lucha diaria supieron guiarme y apoyarme incondicionalmente en todas las etapas de mi vida. De igual manera a mis hermanos Myriam, Juan y Fabián por sus consejos y siempre estar al pendiente de mí y de mi familia y de manera muy especial a mi hermano Dieguito por ser mi ángel de la guarda arriba en el cielo.

Fredy Daniel Romero Herrera

El presente trabajo, mismo que ha sido fruto de un gran sacrificio, va dedicado a cada una de las personas que han estado junto a mí, y ellos son principalmente mis queridos padres: Angelito y Fanny, así como también mi amada hermanita Maricela, quienes nunca me han abandonado no solo en este período académico sino también en mi vida personal.

Marco Antonio Sánchez Reinoso

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer primeramente a Dios por darme la vida, salud y sabiduría para cumplir esta meta tan importante en mi vida, a mi Hijo Dieguito y a mi esposa Verito por estar a mi lado y demostrarme con amor, comprensión y ternura el apoyo incondicional. A mis padres Juan y Zoila por su incansable lucha de sacar una familia adelante, a mis hermanos Myriam, Juan, Fabián por siempre estar al pendiente de mí y de mi familia, agradezco a mi hermano Dieguito que desde el cielo me cuida y protege.

Un sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de conocer amigos inolvidables, maestros excepcionales y la alegría de obtener una vida profesional.

Fredy Daniel Romero Herrera

Desde lo más profundo de mi corazón quiero hacer público mi agradecimiento sincero a Dios por haber dado la fortaleza para seguir adelante durante toda mi vida. Y como no agradecerles a mis queridos padres Angelito y Fanny y a mi hermanita Maricela ya que ellos han sido el pilar fundamental para que Yo pudiera continuar luchando día tras día tanto en cada momento; ellos han sabido escucharme, entenderme y apoyarme.

No podía faltar también mi agradecimiento sincero a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, a la Facultad de Mecánica y en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica por haberme abierto las puertas para que Yo pudiera capacitarme en sus aulas, las mismas que han sido testigos de tantas horas de ardua labor como estudiante.

Marco Antonio Sánchez Reinoso

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Justificación.....	1
1.2.1 <i>Justificación técnica</i>	1
1.2.2 <i>Justificación económica</i>	2
1.3 Objetivos	2
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	2
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i>	2
2. MARCO TEÓRICO	3
2.1 La madera	3
2.1.1 <i>Propiedades físicas de la madera</i>	6
2.1.2 <i>Propiedades mecánicas de las maderas</i>	13
2.1.3 <i>Otras propiedades de la madera</i>	20
2.1.4 <i>Clasificación de las maderas</i>	21
2.2 Torno	24
2.2.1 <i>Clases de torno</i>	26
2.2.2 <i>Aplicaciones del torno</i>	27
2.2.3 <i>Tipos de torno para madera</i>	29
2.2.4 <i>Accesorios del torno para madera</i>	30
2.2.5 <i>Instrumentos de medidas</i>	31
2.2.6 <i>Torneado de piezas de madera</i>	32
2.3 Router	37
2.3.1 <i>Tipos de router</i>	37
2.3.2 <i>Aplicaciones del router</i>	39
2.3.3 <i>Accesorios del router</i>	39
3. DISEÑO Y/O SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS DEL TORNO ...	44
3.1 Parámetros de diseño.....	44
3.2 Análisis y selección de alternativas.....	44
3.2.1 <i>Alternativas generales</i>	45
3.2.2 <i>Selección de alternativas por el método de ponderación</i>	50
3.2.3 <i>Matriz morfológica</i>	52
3.3 Selección de la fuente motriz.....	55

3.3.1	<i>Análisis de la velocidad de corte</i>	55
3.3.2	<i>Potencia necesaria para el torneado</i>	57
3.3.3	<i>Resistencia de corte</i>	58
3.3.4	<i>Sección transversal de la viruta</i>	58
3.4	<i>Selección de la banda</i>	60
3.4.1	<i>Relación de transmisión</i>	60
3.4.2	<i>Potencia de diseño corregida</i>	61
3.4.3	<i>Selección de la correa más adecuada</i>	62
3.5	<i>Parámetros geométricos</i>	70
3.6	<i>Análisis y diseño mecánico de los elementos de máquina</i>	71
3.6.1	<i>Caja de engranajes</i>	72
3.6.2	<i>Cabezal móvil o contrapunto</i>	73
3.6.3	<i>Carro principal</i>	74
3.6.3.1	<i>Análisis de fuerzas en el carro principal</i>	74
3.6.3.2	<i>Cálculo de potencia en el carro principal</i>	75
3.6.3.3	<i>Análisis del avance del carro principal</i>	76
3.6.3.4	<i>Diseño del eje de avance del carro principal</i>	84
3.6.3.5	<i>Selección de rodamientos para el eje de avance del carro principal</i>	89
3.6.4	<i>Sistema de transmisión para el torneado salomónico</i>	92
3.6.4.1	<i>Movimiento de avance del carro principal</i>	92
3.6.4.2	<i>Selección del cable</i>	94
3.6.4.3	<i>Poleas</i>	96
3.6.4.4	<i>Fuerzas en las poleas del eje primario</i>	98
3.6.4.5	<i>Fuerzas en el piñón del eje primario</i>	99
3.6.4.6	<i>Diseño del eje primario</i>	101
3.6.4.7	<i>Selección de chumaceras</i>	109
3.6.4.8	<i>Fuerzas en la polea del eje secundario</i>	111
3.6.4.9	<i>Diseño del eje secundario</i>	112
3.6.4.10	<i>Selección de rodamientos para el eje secundario</i>	117
3.6.4.11	<i>Elementos de transmisión primarios por cadena</i>	119
3.6.4.12	<i>Velocidad requerida para el torneado salomónico</i>	126
3.6.4.13	<i>Elementos de transmisión secundarios por cadena</i>	127
3.6.4.14	<i>Plato selector</i>	134
3.6.5	<i>Selección de la caja de cambios</i>	137
3.6.6	<i>Selección del router</i>	140
3.6.7	<i>Porta router</i>	143
3.6.8	<i>Análisis de la bancada</i>	144
3.7	<i>Circuito de control y potencia</i>	148

4.	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA.....	149
4.1	Construcción de los diferentes elementos de la máquina	149
4.1.1	<i>Operaciones tecnológicas de la máquina.</i>	151
4.1.2	<i>Cursograma de construcción</i>	153
4.1.3	<i>Montaje de la máquina</i>	155
4.2	Pruebas	156
4.2.1	<i>Plan de pruebas.</i>	157
4.3	Validación de los parámetros de diseño	159
5.	MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DE LA MÁQUINA	160
5.1	Manual de funcionamiento.....	160
5.1.1	<i>Libro de registros de parámetros de funcionamiento</i>	161
5.1.2	<i>Diagnóstico de fallas</i>	162
5.1.3	<i>Capacitación del operador</i>	164
5.2	Manual de mantenimiento	165
5.3	Manual de prevención de riesgos	166
6.	ANÁLISIS ECONÓMICO	170
6.1	Costos de la construcción de la máquina.....	170
6.1.1	<i>Costos directos</i>	170
6.1.2	<i>Costos indirectos</i>	173
6.1.3	<i>Costos totales</i>	173
6.2	Rentabilidad del equipo	173
6.2.1	<i>Depreciación</i>	173
6.2.2	<i>Determinación del costo de energía</i>	176
6.2.3	<i>Determinación del beneficio de producción</i>	177
6.3	Cálculo del TIR (tasa interna de retorno) y el VAN (valor actual neto)	178
6.3.1	<i>Cálculo del VAN (valor actual neto)</i>	178
6.3.2	<i>Cálculo del TIR (Tasa Interna de Retorno)</i>	179
6.4	Análisis de resultados.....	181
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	182
7.1	Conclusiones.....	182
7.2	Recomendaciones.....	183

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1 Composición química media de la madera	4
2Valoración de alternativas	51
3Factor de ponderación	51
4Evaluación de alternativas por el método de ponderación.....	52
5Matriz morfológica.....	53
6Puntuación de rutas solución	55
7Velocidades recomendadas para trabajos en maderas.....	56
8Selección de las velocidades de corte.....	56
9 Dimensionamiento del piñón y cremallera	77
10Interpolación de factores.	122
11Interpolación de factores para la cadena secundaria.....	129
12Caja de cambios para 4 hélices.....	137
13 Número de dientes de cada par de piñones	138
14 Velocidad angular de la caja de cambios.....	138
15 Posición de la caja de cambios y avance del torneado.....	139
16 Elementos constitutivos de la máquina.....	150
17 Operaciones tecnológicas	151
18 Tiempos de montaje sobre la bancada.....	155
19 Tiempos de montaje para la transmisión de potencia.....	155
20 Tiempos de montaje de la transmisión para el avance del carro principal	156
21 Tiempos de montaje de la carcasa	156
22 Prueba N° 1, dimensiones.....	157
23 Prueba N° 2, funcionamiento.....	157
24 Prueba N° 3, elementos constitutivos	158
25 Prueba N° 4, comportamiento de la máquina como torno.....	158
26 Prueba N° 4, comportamiento de la máquina en el torneado salomónico.....	158
27Validación de parámetros.....	159
28Registro de mantenimiento y fallas del equipo.	162
29 Diagnóstico de falla en la parte eléctrica	163
30Diagnóstico de falla en la transmisión.	163
31Diagnóstico de falla en el sistema de avance del carro principal	164
32 Manual de mantenimiento	165

33	Costo de materiales	170
34	Mano de obra.....	172
35	Equipos y herramientas.....	172
36	Costo total directo	172
37	Costos indirectos.....	173
38	Costos total indirectos	173
39	Costo total de la máquina.....	173
40	Depreciación anual de la máquina	176
41	Flujo de caja.....	179

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1 La madera	3
2Cortes tangencial, longitudinal y radial de la madera.....	4
3Abaco de humedad de la madera.....	8
4Módulo de elasticidad.....	14
5 Propiedades mecánicas de la madera.....	14
6 Clases de maderas	21
7Torno para madera.....	25
8Movimientos del torno	26
9Torneado en madera.....	29
10Partes de un torno para madera.....	29
11 Accesorios de un torno.....	31
12Herramientas de medida	32
13Procesos de centrado	33
14 Centrado de pieza	34
15Posición del apoyo para la herramienta.....	35
16 Desbaste cilíndrico	36
17 Escoplo tronizador	37
18 Router	37
19Router estándar.....	38
20Plunge router.....	38
21 Router de mano.....	39
22 Mini router	39
23 Brocas para router.....	40
24 Cortador o broca recta.....	40
25 Cortador de ensamble	41
26 Perfilador.....	41
27 Bisel o chaflán.....	42
28Ranurador	42
29Sección transversal de la viruta.....	58
30 Poleas de motor y husillo.	60
31Curvas de selección del perfil de correa.....	62
32Ángulos de contacto sobre los ejes	67

33 Tensión en la polea.....	68
34 Tensión estática de la banda.....	70
35 Parámetros geométricos.	71
36 Caja de engranajes	72
37 Cabezal móvil.....	74
38 Dimensiones de los dientes de módulos normales.	76
39 Dimensiones de la cremallera – tipo.....	76
40 Torque y fuerza que ejerce en el piñón y en la cremallera.....	78
41 Torque y fuerza en el volante que da avance al carro principal.	79
42 Fuerzas en el eje del carro principal.....	81
43 Diagrama de cuerpo libre plano $x - y$, eje de avance del carro principal	81
44 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector plano $x-y$, carro principal	82
45 Diagrama de cuerpo libre plano $x - z$, eje de avance del carro principal	82
46 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector, plano $x - z$, carro principal	83
47 Momentos flectores resultantes.....	84
48 Distribución de esfuerzos en el eje del carro principal.	86
49 Eje – piñón de avance del carro principal	89
50 Diagrama de cuerpo libre - selección del tipo de rodamiento.....	89
51 Rodamiento rígido de bolas FAG 61804.....	90
52 Transmisión para el torneado salomónico.	92
53 Contextura del cable.	95
54 Tensor galvanizado.	96
55 Terminal	96
56 Dimensionamiento de la polea primaria.....	97
57 Dimensionamiento de la polea secundaria.	98
58 Fuerzas en la polea primaria.	99
59 Diagrama de cuerpo libre del piñón del eje primario.....	100
60 Fuerza en el piñón del eje primario.....	100
61 Análisis de las fuerzas en el eje primario.....	101
62 Diagrama de cuerpo libre plano $x - y$, eje primario.....	102
63 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector, plano $x-y$, eje primario.....	102
64 Diagrama de cuerpo libre plano $x - z$, eje primario.....	103
65 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector, plano $x-z$, eje primario.....	104
66 Diagrama de momentos flectores resultantes.....	105
67 Distribución de esfuerzos del eje primario.	107
68 Eje primario	109
69 Diagrama de cuerpo libre de las reacciones del eje primario.....	109

70	Ensamble del eje primario.....	111
71	Fuerzas en la polea secundaria.....	112
72	Diagrama de cuerpo libre del eje secundario.....	112
73	Diagrama de cuerpo libre plano x – y, eje secundario.....	113
74	Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector, plano x-y, eje secundario.....	113
75	Diagrama de cuerpo libre plano x – z, eje secundario.....	114
76	Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector, plano x-z, eje secundario.....	115
77	Momento flector resultante eje secundario.....	115
78	Diagrama de cuerpo libre de reacciones en el eje secundario.....	117
79	Rodamiento rígido de bolas FAG 6202.....	118
80	Base – eje secundario.....	119
81	Par de piñones de entrada a la caja de cambios.....	120
82	Cadena de una hilera N° 40.....	121
83	Posición de la caja de cambios y el eje primario.....	123
84	La fuerza F_{CP} es la ejercida en el eje Y en el plano x - y del eje primario.....	125
85	Velocidad angular de entrada y de salida en la caja de cambios.....	127
86	Diagrama de cuerpo libre de la cadena secundaria.....	128
87	Posición de la caja de cambios y la cadena secundaria.....	131
88	Fuerza aplicada en la cadena.....	133
89	Plato selector.....	134
90	Rodamiento rígido de bolas FAG 6007.....	135
91	Acople selector del número de espiras.....	137
92	Caja de cambios de 6 marchas.....	137
93	Router DEWALT de (1¾) Hp.....	142
94	Porta router.....	143
95	Telera y porta cuchillas.....	143
96	Esquema de la bancada realizado en AutoCAD.....	145
97	Modelo de las cargas aplicadas – vista isométrica Sap2000.....	146
98	Deformación permisible. Sap2000.....	147
99	Razón demandada - capacidad. Sap2000.....	148
100	Circuito de control y potencia.....	148
101	Peligros específicos.....	168
102	Protección individual.....	168
103	Ingresos y egresos por año.....	178

SIMBOLOGÍA

B_{anual}	Beneficio anual	\$
B_{mensual}	Beneficio mensual	\$
$C_{\$}$	Costo	\$
C_{costo}	Valor del (kW-h)	\$
C_{diario}	Consumo diario	kW-h
C_{motor}	Consumo del motor	kW
d_1	Profundidadde corte de la madera	mm
D_{anual}	Depreciación anual	\$
F_{CP}	Fuerza ejercida en cadena primaria	lb
$F_{\text{CP}'}$	Fuerza ejercida en cadena secundaria	lb
T_1, T_2	Fuerzas de la correa	N
T_1	Fuerza en el lado tirante	N
T_2	Fuerza en el lado flojo	N
T_f	Fuerza limite por fatiga	N
VAN^-	Valor actual neto de la cantidad	Neg
VAN^+	Valor actual neto de la cantidad	Pos
V_{inicial}	Valor de costo inicial	\$
$V_{\text{salvamento}}$	Valor de salvamento	\$
σ_a'	Esfuerzo equivalente a los esfuerzos de amplitud	N / m ²
σ_m'	Esfuerzos equivalentes a los esfuerzos medios	N / m ²
N_m	Velocidad angular de la polea motriz	rpm
N_o	Velocidad angular de la polea conducida	rpm
Z_p	Número de dientes del piñón	
d_m	Diámetro de la polea motriz	plg
d_o	Diámetro de la polea conducida	plg
ω_{PRI}	Velocidad en el eje primario	rpm
Δi	Variación del porcentaje entre cantidad positiva y negativa	%
α'	Ángulo de contacto	°
A	Sección transversal de corte de la viruta	mm ²
a	Addendum (cabeza del diente)	mm
A'	Factor de centro de la rueda dentada y la longitud de la cadena	

B, C, D	Factores de centros de las ruedas y la longitud de la cadena	
b	Dedendum (pie del diente)	mm
B	Longitud del diente	mm
C	Capacidad de carga dinámica en rodamientos	kN
C	Distancia tentativa entre centros	mm
c	Espacio libre del fondo	mm
C ₀	Capacidad de carga estática en rodamientos	kN
C ₁	Factor de servicio en la correa	
D	Diámetro de paso de la rueda	plg
d'	Diámetro del eje	m
d	Diámetro interior del rodamiento	mm
D'	Diámetro de paso de la rueda	plg
d''	Diámetro de paso del piñón	plg
d _B	Diámetro base	mm
D _{C_{pol}}	Distancia entre centros de las poleas primarias y secundarias	mm
d _E	Diámetro exterior	mm
d _F	Diámetro de fondo	mm
D _p	Deformación permisible	mm
D _p	Diámetro de la polea mayor - conducida	mm
d _p	Diámetro de la polea menor - motriz	mm
D _p	Diámetro primitivo del piñón	mm
dv	Diámetro del volante	cm
E	Distancia corregida entre centros	plg
e	Distancia entre centros	plg
e _D	Espesor de diente	mm
F	Fuerza necesaria de corte para el tallado de la madera	kg
F _a	Fuerza axial	N
η	Factor de seguridad	
f _s	Factor de servicio para carga uniforme	
F _c	Fuerza de tensión del cable	N
F _{cab}	Peso del cable	kg
f _L	Factor de número de horas en rodamientos	
f _n	Factor de velocidad en rodamientos	
F _n	Fuerza neta	N
FNC	Flujo neto efectivo	
F _p	Fuerza total en el piñón	N
F _{p_r}	Fuerza radial del piñón	N

F_{p_t}	Fuerza tangencial del piñón	N
F_r	Fuerza radial	N
F_{TN}	Fuerza total neta	kgf
F_v	Fuerza total en el volante	N
F_{v_r}	Fuerza radial del volante	N
F_{v_t}	Fuerza tangencial del volante	N
α	Ángulo de tensión del cable entre las poleas	$^\circ$
G_r	Fuerza de transmisión	kg
h	Profundidad del diente	mm
H	Vida útil	Horas
i	Porcentaje último de la variación de cantidades	%
i	Relación de transmisión	
I	Inversión neta	
K	Coeficiente de disponibilidad	
k	Tasaequivalenteal costopromedioponderado del capital.	
k_a	Factor de superficie	
k_b	Factor de tamaño	
k_c	Factor de confiabilidad	
k_d	Factor de temperatura	
k_e	Factor de concentración de esfuerzos	
K_f	Factor de efectos diversos	
k_g	Otros factores en condiciones de diseño	
K_t	Coeficiente geométrico	
L	longitud de la viga más larga	mm
L_{cab}	Longitud del cable	m
L_h	Número de horas de funcionamiento en rodamientos	Horas
L_n	Longitud de la correa	mm
m	Módulo	
M	Momento flector	N m
m	Exponente de la curva de fatiga	
n	Rendimiento de la caja de engranajes	%
n_{eje}	Revoluciones del eje	rpm
N	Tiempo de depreciación	Años
t_n	Tiempo de vida útil	Años
N_e	Número de eslabones	
n_s	Factor de seguridad estático, $n_s \geq 3$,	
α	Ángulo de tensión de la cadena entre el piñón y la rueda	$^\circ$

P	Carga dinámica equivalente	N
p	Paso circular del diente	mm
P_{cad}	Paso de la cadena	plg
P	Potencia del motor a transmitir	Hp
P_0	Carga estática equivalente	N
P_1	Potencia en el mandril	W
P_2	Potencia al trabajar en la madera	W
P_{Ccal}	Peso del cable	kg
$P_{Ccatálogo}$	Peso del cable del catálogo	kg
P_D	Potencia de diseño	Hp
P_{Dcorr}	Potencia de diseño corregida	Hp
P_E	Potencia de entrada	W
P_n	Potencia neta de trabajo para el torneado salomónico	W
$P_{p\piñón}$	Paso entre dientes del piñón	mm
P_{pol}	Potencia en la polea	W
P_{PRI}	Diámetro de la polea del eje primario	mm
P_S	Potencia de salida	W
p_{SEC}	Diámetro de la polea del eje secundario	mm
P_T	Potencia de trabajo	W
q	Coefficiente de sensibilidad de entalla	
r	Radio mínimo	mm
R	Rebaje	mm
S	Velocidad de la cadena	pie/min
Se	Límite de resistencia a la fatiga	N/m^2
Se	Límite de resistencia a la fatiga	N/m^2
S_y	Resistencia a la fluencia	N/m^2
t_{vir}	Espesor de la viruta	mm
F_{Ctotal}	Carga total o tracción sometido el cable	kg
$T_{dien-rue}$	Número de dientes de la rueda	
$t_{dien-piñ}$	Número de dientes del piñón	
T	Torque	N m
t	Tiempo diario de consumo	horas
T_{Ccorr}	Tensión calculada en la correa	N
t_T	Tiempo de trabajo (experimental)	min
TIR	Porcentaje de la tasa interna de retorno	%
T_P	Torque del piñón	N m
T_{pol}	Torque en la polea	N m

T_r	Carga a la rotura	kg
T_R	Torque de la rueda	N m
$T_{r_{cat}}$	Carga mínima a la rotura a la rotura de catálogo	kg
T_v	Torque en el volante	N m
U	Fuerza última de la cadena	lb
v	Velocidad de la correa	m/s
V	Velocidad	m/s
VAN	Valor actual neto	\$
v_T	Velocidad de trabajo	cm/min
X_0	Factor radial en rodamientos	
y	Deflexión de la correa	mm
Y_0	Factor axial en rodamientos	
z	Número de dientes	
Z_p	Número de dientes del piñón	
α	Angulo de presión en piñones 20°	°
α	Ángulo de la garganta de la correa 38°	°
β	Ángulo de contacto para el cálculo de las tensiones	°
η	Factor de seguridad	
η	Rendimiento	%
ρ	Peso de la correa de acuerdo al perfil	kg/m
σ	Esfuerzo de tracción o compresión en un eje	N / m ²
τ	Resistencia al corte	kg/cm ²
ω_p	Velocidad angular del piñón	rpm
ω_{PRI}	Velocidad angular primaria del piñón	rpm
ω_{SEC}	Velocidad angular secundaria del piñón	rpm
V	Velocidad lineal tangencial en cada cono polea	m/s
r	Radio correspondiente a cada polea de husillo principal	plg
τ	Esfuerzo de torsión en un eje	N/m ²
ω	Velocidad angular	rpm

LISTA DE ABREVIACIONES

ISO	Internacional OrganizationStandarization (Organización Internacional para la Estandarización)
ANSI	American NationalStandardsInstitute(Instituto Nacional Americano de Estándares)
AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano del Hierro y Acero)
ASTM	American SocietyforTesting and Materials (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales)
AISC	American Institute of Steel Construction (Instituto Americano de la Construcción en Acero)

LISTA DE ANEXOS

- A** Motor eléctrico monofásico Weg
- B** Factor de servicio C_1
- C** Longitud primitiva de las correas
- D** P1potenciaque es capaz de conducir una sola correa. Sección A (13 X 8), C_2 , C_3
- E** Fuerza limite por fatiga, coeficientes para correas
- F** Cono morse 0, cono morse 1, cono morse 2, cono morse 3, cono morse 4, cono morse 5, cono morse 6 y cono morse 7.
- G** Duración y factor de velocidad para rodamientos.
- H** Rodamiento rígido de bolas FAG
- I** Contextura del cable, LEONCABLES
- J** Chumacera NBR UPC 204I - 012
- K** Rodamiento rígido de bolas FAG
- L** Selección de piñón
- M** Factor de servicio para cadena.
- N** Selección de cadena
- O** Factor de ruedas dentadas centro y longitud de la cadena
- P** Resistencia de la cadena de una hilera
- Q** Rodamiento rígido de bolas FAG

RESUMEN

El diseño y construcción de un torno para madera con router incorporado, se basa en el requerimiento de las pequeñas y medianas empresas técnicas o empíricas, que tiene como principal objetivo minimizar tiempos de fabricación y costos de producción en las piezas con torneado salomónico (tallado de roscas en madera).

El proceso investigativo para determinar la funcionabilidad y características de esta máquina, parte en un principio del funcionamiento del torno convencional para luego incorporar el router que realiza el torneado salomónico, el cual en la actualidad es realizado por talladores.

Como resultado de esta investigación la máquina se estructura de la siguiente manera: bancada, sistema eléctrico para el encendido y apagado, un motor monofásico de un Hp y 110V para transmisión de potencia mediante banda y polea, carro principal (aquel donde se va a colocar el router y herramientas de corte, desbaste y tallado para piezas de hasta 12 pulgadas de diámetro), transmisión para el torneado salomónico, mediante el sistema de piñón–cremallera (que da avance al carro principal), ayudados por una caja de engranajes, caja de cambios (la cual permite variar el paso), ejes, cables, cadenas y poleas, dispuestos de tal manera que cumplan una determinada función; dando el avance longitudinal al carro principal concatenado con un giro del mandril.

Esta máquina realiza el torneado salomónico en piezas de madera (dependiendo de su diámetro, paso y longitud), en promedio de una hora, mientras que los talladores hacen el mismo trabajo en el lapso de un día.

ABSTRACT

The design and construction of a wood screw with a built router is based on the requirements of small and medium-sized enterprises being technical or empirics, which its main objective is to minimize the manufacturing time and the production costs in the solomonic turning parts (screw wood carving).

The research process to determine the functionality and features of this machine, originally starts with the performance of the conventional screw and then incorporate the router that the solomonic turning performs, which is currently, it is carved on hand by woodcarvers.

As a result of this research the machine is structured as follows: bench, electric system on and off automatically, a single phase motor HP (horse power) and 110 V (volt) for power transmission through the belt and pulley, main carriage (in the machine the router and the cutting tools will be placed, rough milling and carving for parts up to 12 inches in diameter), transmission to the solomonic turning, through the system of rack and pinion (giving advance to the main carriage), helped with a gear box, transmission (allowing to vary the gait), shafts, cables, chains and pulleys arranged to performance a functional purpose, giving the main carriage longitudinal feed concatenated with a rotation of the mandrel.

This machine makes the wood solomonic screw into pieces (depending on the diameter, gait and length), on average an hour, while the woodcarvers do the same job the span of one day.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

El torno es una de las máquinas herramientas más antiguas e importantes en el mundo. Los tornos para madera ya se utilizaban en la edad media, ya que con ellos se podía rectificar, taladrar, pulir y realizar otras operaciones. Por lo general, estos tornos se impulsaban mediante un pedal que actuaba como palanca y, al ser accionado, movía un mecanismo que hacía girar el torno. En el siglo XVI, los tornos ya se propulsaban de forma continua mediante manivelas o energía hidráulica, y estaban dotados de un soporte para la herramienta de corte que permitía un torneado más preciso de la pieza.

Al comenzar la Revolución Industrial en Inglaterra, durante el siglo XVII, se desarrollaron tornos capaces de dar forma a un material. La automatización está evolucionando los procesos productivos, por cuanto tiene la ventaja de obtener productos de mayor precisión y calidad, minimizando los tiempos e incrementando la producción, como también presta mayor garantía para la seguridad del operario.

1.2 Justificación

Al desarrollar el presente proyecto se pone en práctica los conocimientos adquiridos en clases, el egresado de ingeniería mecánica está capacitado para aplicar criterios y normas de diseño para construir máquinas y equipos, los mismos que sirven en forma práctica en el desarrollo tecnológico, brindando una visión más amplia del campo profesional en el que se desenvuelve el Ingeniero Mecánico, sirviendo por medio de la vinculación a la sociedad; y así mismo, es complementariamente conveniente para la pequeña y mediana empresa el progreso de tecnología a bajo costo y mejorar la producción del uso de la madera porque se puede dar alternativas para solucionar los inconvenientes presentes.

1.2.1 Justificación técnica. En este proyecto se pretende incrementar la producción de piezas con torneado salomónico en madera, las mismas que se utiliza en pasamanos, soporte de mesas, soporte de camas, marcos entre otras aplicaciones. De esta manera facilitar al operario en algunas tareas que requieren de tiempo y que en la

actualidad se lo realiza de forma manual y por unidades. Mediante esta máquina podremos obtener una alta producción en menor tiempo para reducir costos, acorde con las tendencias tecnológicas actuales. Para el diseño y construcción de esta máquina se tomara en consideración muchos factores que den viabilidad al requerimiento, pues la demanda existente en el mercado justifica los medios y en este caso, el proyecto puede encontrar un sector fértil para el desarrollo de la industria dentro del campo de la fabricación de piezas con torneado salomónico para el sector artesanal.

1.2.2 Justificación económica. La implementación de este sistema supone una alternativa económica viable para la pequeña y mediana industria, puesto que no estará sometida al monopolio de las grandes fábricas nacionales, siendo ellas quienes fabriquen piezas que en la actualidad son difíciles de realizar por falta de esta máquina.

El proyecto incentiva a generar fuentes de empleo, activando la economía de producción a mayor escala, y será un aporte muy importante para la sociedad.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general. Diseñar y construir un torno para madera con router incorporado.

1.3.2 Objetivos específicos:

Determinar los parámetros de diseño.

Diseñar y construir los diferentes elementos del torno para madera.

Realizar el montaje de la máquina y comprobación de su adecuado funcionamiento.

Validar los parámetros de diseño.

Realizar un manual de funcionamiento, mantenimiento y prevención de accidentes de la máquina.

Analizar los costos del equipo.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

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. Básicamente se compone de fibras de celulosa unidas mediante una sustancia que se llama lignina. Por las fibras circulan y se almacenan sustancias como: agua, resinas, aceites, sales y colorantes(JIMÉNEZ SARMIENTO, 1995).

La madera es un producto orgánico natural, presentando las características de un material complejo y variable. Además, se ha comprobado mediante investigaciones efectuadas por diferentes autores, que las propiedades de las maderas varían de la misma forma que las especies vegetales, según las zonas geográficas y los climas. De esta manera, unas especies vegetales desarrolladas en la misma zona, pero en terrenos diferentes en cuanto a altitud, humedad o composición, acusan notables diferencias (PÉREZ, 1983).

Figura 1. La madera



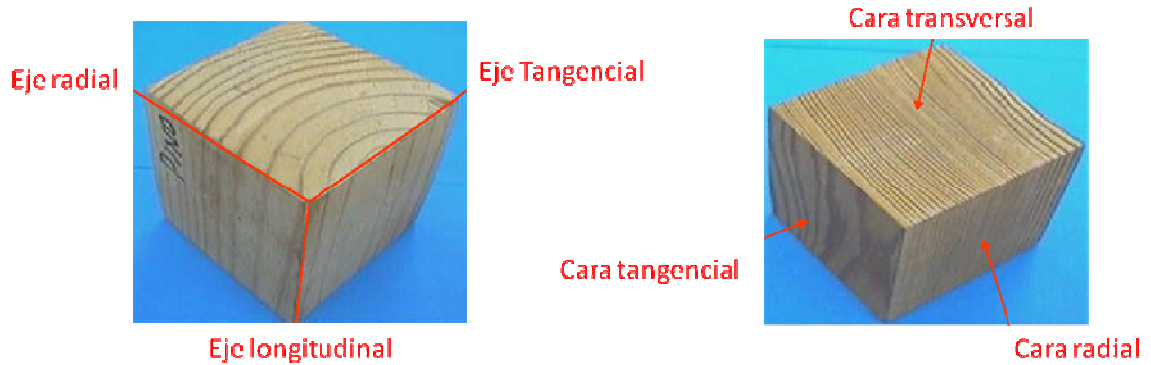
Fuente:(PEÑA, 2013)

La madera está constituida por células de diversas formas, con paredes de espesores variados y dispuestas diferentemente según las especies, pero siempre orientadas en las direcciones ortogonales principales (longitudinal, radial y tangencial).

Estas células forman la estructura peculiar de la madera, y explican su naturaleza heterogénea y anisótropa. En virtud de ello, las características de las maderas varían

de un punto a otro, y también sus resistencias se modifican según las direcciones consideradas(PÉREZ, 1983).

Figura 2. Cortes tangencial, longitudinal y radial de la madera



Fuente: (LEIF)

Tabla 1. Composición química media de la madera.

Celulosas y hemicelulosas	50—60%
Lignina	20—30%
Proteína	0.5—3%
Resinas y ceras	0.7—3%
Cenizas	0.2—2%

Fuente: (PÉREZ, 1983)

Obtención industrial de la madera

- **Talado.** Se lleva a cabo con máquinas especializadas, como las sierras mecánicas.
- **Descortezado.** Mediante el que se eliminan las ramas y las raíces que no se puedan aprovechar.
- **Despiece y troceado.** Se lleva a cabo en el aserradero. No todos los troncos se despiezan de la misma manera, depende de las características del tronco (grietas y heridas) y del uso que se le quiera dar a la madera. En el aserradero se genera una gran cantidad de restos de madera que se reciclan, bien como combustible, o como materia prima para la producción de derivados.
- **Secado de la madera.** Este pretende acondicionar la madera para facilitar su trabajo, encolado y acabado, rebajar los costos de transporte al disminuir el peso,

aumentar la resistencia y prevenir la posibilidad de infección por el ataque de hongos e insectos, así como reducir la deformación que se produce en toda maderaseca, para lo cual se controlan los esfuerzos durante el secado, de manera que la madera tome la forma que nos interese.

Radica su importancia, en la necesidad de contar con piezas de madera que mantengan sus dimensiones, frente a cambios climáticos del lugar de destino. La madera contiene humedad en su interior. Si una madera tiene un 70% de humedad, significa que 30% es madera y 70% es agua; esto se aprecia cuando se toca la madera. Por el contrario, si la madera tiene un 10% de humedad, significa que el 90% es madera y el 10% es agua; se aprecia cuando al tocar la madera, ésta se encuentra seca y es más liviana.

El proceso de secado de una pieza de madera recién aserrada, se puede describir de la manera siguiente. La madera se deja a la intemperie bajo techo, ésta comienza a perder humedad y sus dimensiones iniciales se reducen.

Conforme pasan los meses, la madera se va secando hasta que su contenido de humedad alcanza un 12 por ciento, esto lo logra en un lapso de seis meses a dos años, dependiendo de la especie y el clima, del espesor de la pieza y de las condiciones de almacenamiento. En este tipo de secado al aire libre, las dimensiones de la pieza de madera no son estables es decir varían según la humedad del ambiente.

Si la pieza de madera seca al aire, es colocada en un ambiente donde hay una fuente de calor, la madera se seguirá secando hasta alcanzar 8 a 10% de humedad.

Pero si el secado es brusco (con una elevada temperatura), la madera puede sufrir defectos, como rajaduras, deformaciones, despegue en la línea de la cola si está formada por dos piezas, etc. Si el secado es lento puede no presentar defectos, lograr una humedad menor al 6% y mantener sus dimensiones. En resumen, es importante aplicar algún método de secado a la madera, a fin de evitar la presencia de defectos durante su uso, y poder obtener productos de calidad.

Los métodos de secado de madera más conocidos y usados en nuestro medio son: Al aire libre o secado natural y en hornos con una fuente de calor.

2.1.1 Propiedades físicas de la madera. El aprovechamiento de una especie maderera como materia prima de cualquier proceso industrial, depende entre otros factores de las propiedades físicas de la madera. Las propiedades físicas incluyen la humedad y su efecto sobre el comportamiento de la madera y los cambios dimensionales de la madera. Además una importante propiedad física de la madera, es la densidad. Como la madera es un material poroso y heterogéneo en su estructura y que presenta un comportamiento anisotrópico e higroscópico, sus propiedades físicas son también variables (ANANÍAS, 1993).

El conocimiento de las propiedades físicas básicas de la madera tales como contenido de humedad, densidad y cambios dimensionales, permite procesarla bien y la mejor aplicación a la madera como material.

Las propiedades físicas de la madera están determinadas por los factores inherentes a su organización estructural. Es decir son aquellas propiedades que determinan su comportamiento ante los distintos factores que intervienen en el medio ambiente normal, sin producir ninguna modificación química en su estructura (KARSULOVIC, 1982).

La cantidad de sustancia presente en la pared celular en un volumen de madera determinado este factor se mide por medio del peso específico o la densidad, y estas propiedades son los índices más útiles para predecir el comportamiento físico de la madera.

La cantidad de agua presente en la pared celular, es el segundo factor que afecta profundamente el comportamiento físico de la madera, no sólo porque la adición de agua a la pared celular cambia su densidad y dimensiones, sino también por su efecto sobre la plasticidad y transferencia de energía dentro de la pieza de madera.

La proporción de la composición de los componentes químicos primarios de la pared celular y la cantidad y naturaleza de las sustancias extrañas presentes, el tercero de estos factores es responsable de las propiedades especiales de algunas maderas, así como de las desviaciones o variabilidades que presentan en su comportamiento cuantitativo.

El arreglo y orientación de los materiales de la pared en la célula y en los diferentes tejidos. Y el tipo, tamaño, proporción y arreglo de las células que conforman el tejido

maderable. Los dos últimos factores son la causa de las grandes diferencias que se encuentran en la respuesta físico-mecánica de la madera con respecto a la dirección del grano (fibra), o comportamiento anisotrópico de la madera.

- ***Contenido de humedad***

La presencia de agua en la madera es un hecho conocido, ya que ésta es indispensable para la vida de las plantas. Cuando el árbol es volteado, su madera conserva una cierta cantidad de agua que se localiza tanto en los lúmenes celulares como en la pared celular y en otros espacios que pueden presentarse en la madera. La cantidad de agua existente en la madera puede variar mucho según la especie (pino o eucalipto), el tipo de madera (albura o duramen) y la edad de la madera (madera juvenil o madera adulta)(ANANÍAS, 1993).

El contenido de agua o contenido de humedad puede definirse como la masa de agua contenida en una pieza de madera expresada como porcentaje de la masa de la pieza en estado anhidro.

La madera es una sustancia higroscópica, es decir, tiene afinidad por el agua en forma líquida y gaseosa. Esta propiedad de la madera es dependiente de la temperatura y la humedad de la atmósfera circundante(PÉREZ, 1983) y (CUEVAS, 1982).

En consecuencia, el contenido de humedad de la madera variará con los cambios en las condiciones atmosféricas que la rodean. Todas las propiedades físicas de la madera son grandemente afectadas por las fluctuaciones en el contenido de humedad. Para utilizar la madera en forma adecuada es imprescindible conocer su contenido de humedad, entender su localización y el movimiento del agua a través de ella.

Se entiende por contenido de humedad como “la masa de agua contenida en la madera expresada como porcentaje de la masa anhidra”. El peso anhidrido de la probeta, es el peso que se obtiene por desecación en estufa a una temperatura de 100 a 102°C hasta que se obtiene una masa constante(PÉREZ, 1983) y (CUEVAS, 1982).

La variación del contenido de humedad produce en la madera una variación de sus dimensiones. Cuando aumenta dicho contenido se hincha, mientras que cuando disminuye se contrae o merma.

Estos movimientos sólo tienen lugar cuando su contenido de humedad se encuentra por debajo del punto de saturación de las fibras (aproximadamente cuando tienen una humedad del 30%), a partir del 30% sólo se produce un aumento de peso y su volumen permanece prácticamente constante.

Contenido de humedad se calcula con la siguiente expresión:

$$\text{C.H.} = \frac{P - P_i}{P} \times 100 \quad (1)$$

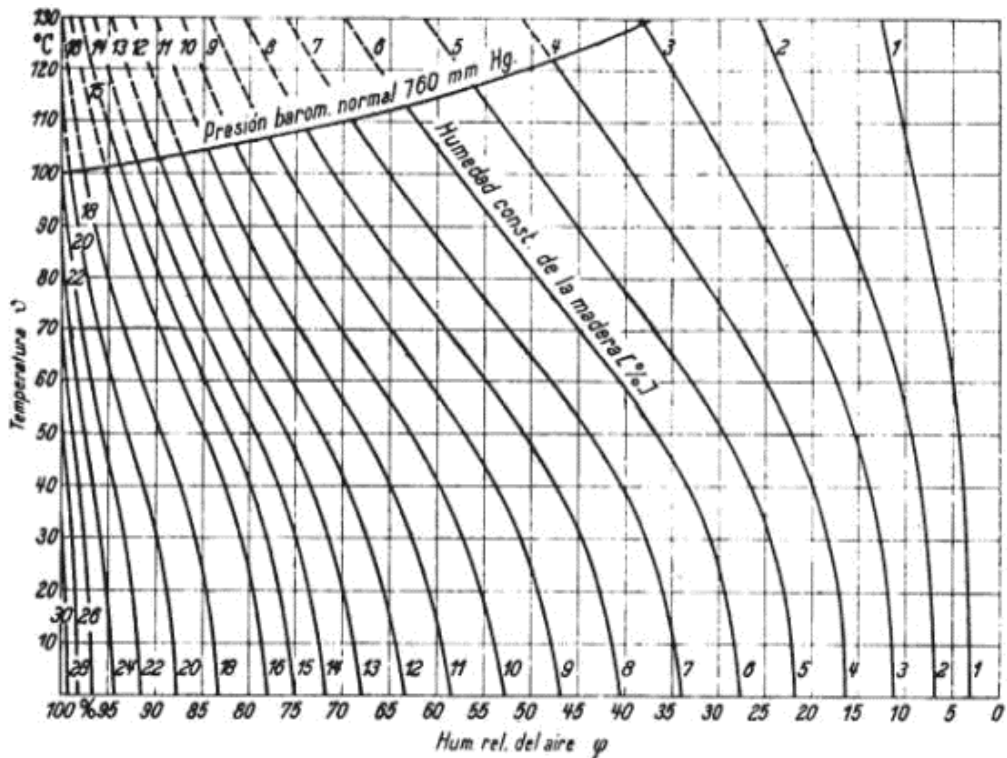
C.H.= contenido de humedad que tiene como unidad porcentaje.

P_i = masa inicial de la madera que tiene como unidad gramos.

P = masa de la madera en estado anhidro que tiene como unidad gramos.

Kolman comprobó que la humedad de equilibrio es casi constante para todas las maderas y elaboró un ábaco (figura 3) para determinar este valor. O sea, cuando la madera es sometida a un ambiente saturado de humedad (100% de humedad relativa del aire), la humedad de equilibrio es casi constante para todas las maderas alcanzando un valor máximo de 30% (KOLMAN, 1959).

Figura 3. Abaco de humedad de la madera



Fuente: (KOLMAN, 1959)

La humedad dependen casi todas sus propiedades de resistencia, su mayor o menor aptitud para su elaboración, su poder calorífico, las propiedades del gas pobre que puede generar, el rendimiento y la cantidad de celulosa y su resistencia al ataque de hongos.

La variación de la humedad da lugar a cambios de volumen y deformación de la madera.

La humedad máxima que puede tener una madera cuando se expone a un ambiente saturado, según el ábaco de Kolman, alcanza un valor medio aproximado del 30%, aunque en realidad el valor mínimo de contenido de agua en ese punto pueda ser de un 22 % y el máximo de un 35 %.

Este punto de humedad que satura todos los huecos existentes entre las fibrillas elementales, entre las microfibrillas y entre las fibras que componen la pared celular, se denomina punto de saturación de la pared celular o de la fibra (PSF). Para que la madera adquiera más humedad que la correspondiente al PSF, es necesario sumergirla en agua y llenar así los espacios existentes en el lumen celular.

- **Densidad**

La densidad de la madera expresa la relación entre la masa de los distintos tipos de elementos que la forman y el volumen que ellos ocupan. Como la madera es un material poroso, debe considerarse al referirse a la densidad de la madera el volumen interno de espacios vacíos existentes (ANANÍAS, 1993).

El contenido de humedad de la madera influye sobre la relación madera - volumen, es decir, es afectado el peso y las dimensiones de la madera. Por ello se conocen distintos tipos de densidad, entre ellas destacan la densidad básica y la densidad de referencia.

La densidad, es la relación entre la masa de una probeta y su volumen (DELGADO, 1975).

Como se sabe, la densidad de un cuerpo es el cociente formado por masa y volumen. En la madera, por ser higroscópica, la masa y el volumen varían con el contenido de humedad; por lo que resulta importante expresar la condición bajo la cual se obtiene la

densidad. Esta es una de las características físicas más importantes, ya que está directamente relacionada con las propiedades mecánicas y durabilidad de la madera.

La norma chilena modificada en 1988: Establece las siguientes densidades de la madera, determinadas a partir del contenido de humedad de la pieza.

- *Densidad de referencia.* Es la relación entre la masa y el volumen de la probeta, determinados ambos a un mismo contenido de humedad, para este tipo de densidad se definen:
 - Densidad anhidra: Relaciona la masa y el volumen de la madera anhidra (completamente seca).
 - Densidad normal: Aquella que relaciona la masa y el volumen de la madera con un contenido de humedad del 12%, de acuerdo a la densidad normal las maderas pueden clasificarse técnicamente en:
 - Pesadas si es mayor de 0.8 g/cm^3 .
 - Ligeras, si está comprendida entre 0.5 y 0.7 g/cm^3 .
 - Muy Ligeras, las maderas de 0.5 g/cm^3 .
- *Densidad básica.* Relaciona la masa anhidra de la madera y su volumen con humedad igual o superior al 30%.
- *Densidad nominal.* Relaciona la masa de la probeta en estado anhidrido y volumen de la probeta al contenido de humedad en el ensayo (generalmente 12% CH)
- **Contracción e hinchamiento** (ANANÍAS, 1993).

La madera contiene una cierta cantidad de agua depositada en los lúmenes celulares y en las paredes celulares de las fibras. Normalmente cuando la madera intercambia humedad de la pared celular, se producen a consecuencia de este intercambio, variaciones en las dimensiones de la madera, las que son conocidas como contracción o hinchamiento.

Como la madera tiene un comportamiento anisotrópico, (es decir que sus propiedades físicas y mecánicas varía en función de la dirección de las fibras que se considere: dirección axial o longitudinal, dirección radial y dirección tangencial) los cambios dimensionales normales de la madera son de magnitudes diferentes en las direcciones tangenciales (corte tangencialmente a los anillos de crecimiento del árbol) radiales (el corte tiene dirección paralela a los radios) y longitudinales (corte en dirección perpendicular al eje del tronco). La contracción tangencial es 1,5 a 3 veces mayor que la contracción radial y la contracción longitudinal es normalmente baja en la madera. Las diferencias entre contracción tangencial y radial son debidas por una parte al potencial favorecimiento de la contracción en el sentido tangencial, y por otra a la restricción a los cambios dimensionales que ejercen los radios leñosos en la dirección radial de la madera. La limitada contracción longitudinal es debida a la orientación longitudinal de los principales tejidos constituyentes de la madera.

Ciertos defectos que ocurren durante el secado de la madera son ocasionados por las diferencias de contracción tangencial y radial, particularmente el defecto denominado acanaladura. La contracción longitudinal excesiva puede ocasionar los defectos denominados.

El peso específico y las contracciones, son propiedades que tiene influencia directa en todos los aspectos de trabajo de la madera, ya que si sus valores son altos o bajos las propiedades también serán altas o bajas así como los grados de deformación(ACOSTA, 1960).

- ***Hendibilidad***

Según criterio de tesis, la hendibilidad es la facilidad de la madera de partirse en el sentido de la fibra. Constituyen un inconveniente en el trabajo de carpintería y se deberá tener en cuenta a la hora de clavar objetos, como puntas u otros. Las maderas que carecen de nudos y tienen fibra larga tienden fácilmente a hendirse. La madera verde siempre tiende a hendirse, más que la seca.

Es la resistencia ofrecida frente a la acción de una fuerza que tiende a desgajar o cortar la madera en dos partes cuando la dirección de los esfuerzos es paralela a la dirección de las fibras. Se llama también facilidad a la raja y es la aptitud de las maderas a dividirse en el sentido longitudinal bajo la acción de una cuña. El rajado es

más fácil, en sentido de los radios, siendo más hendibles cuando más duras y densa cuando carecen de nudos(KARSULOVIC, 1982).

- **Conductibilidad**

Esta propiedad depende en la madera, especialmente de su contenido de humedad. La madera seca tiene una resistencia eléctrica muy alta, que prácticamente no puede correr electricidad. La conductibilidad aumenta conforme sube el contenido de agua de constitución, hasta llegar al punto de saturación de la fibra. La madera seca es mala conductora del calor y electricidad, no así cuando está húmeda. La conductividad es mayor en el sentido longitudinal que en radial o transversal, y más en las maderas pesadas que en las ligeras o porosas, por lo cual se emplean como aisladores térmicos en los pavimentos y paredes(KARSULOVIC, 1982).

- **Durabilidad**

La duración de la madera varía mucho con la clase y medio. A la intemperie, y sin impregnar depende de las alternativas de sequedad y humedad. Aquellas maderas desarrolladas en terrenos húmedos tienen la capacidad de durar largo tiempo sumergidas en agua, pero expuestas al aire se pudren agrietar con facilidad; en general, las maderas blandas duran menos que las duras. Citando algunos ejemplos: el roble dura cien años; álamo, sesenta a noventa años; pino, alerce, cuarenta a ochenta años; sauce dura treinta años (KARSULOVIC, 1982).

- **Elasticidad – Deformabilidad**

Bajo cargas pequeñas, la madera se deforma de acuerdo con la ley de Hooke, o sea, que las deformaciones son proporcionales a las tensiones. Cuando se sobrepasa el límite de proporcionalidad la madera se comporta como un cuerpo plástico y se produce una deformación permanente. Al seguir aumentando la carga, se produce la ruptura. Este módulo dependerá de la clase de madera, del contenido de humedad, del tipo y naturaleza de las acciones, de la dirección de aplicación de los esfuerzos y de la duración de los mismos(PÉREZ, 1983).

Una madera es elástica cuando vuelve a tomar su primitiva posición tan pronto como se retiran las cargas que actuaron sobre la pieza. La elasticidad es mayor en la base

del árbol, que en la copa, cuanto más seca es la madera menos será la elasticidad y generalmente la madera más pesada es más elástica.

- **Dilatación**

La madera cambia de volumen según la humedad que contiene. Cuando pierde agua, se contrae o merma, siendo mínima en la dirección axial o de las fibras, no pasa del 0.8 por ciento; de 1 a 7.8 por ciento, en dirección radial, y de 5 a 11.5 por ciento, en la tangencial.

Los coeficientes de dilatación de la madera dependen de la dirección de las fibras, siendo los coeficientes transversales alrededor de un orden de magnitud más grandes que los coeficientes longitudinales.

El coeficiente de dilatación lineal es exclusivo a cada material, se lo encuentra tabulado y se considera constante para variaciones de temperatura y significa la variación de longitud que experimenta la unidad de longitud por cada grado centígrado de incremento que cambie su temperatura (STOPIN, 1976).

2.1.2 Propiedades mecánicas de las maderas(CUEVAS, 2003). Determinan la capacidad o aptitud para resistir fuerzas o sollicitaciones externas. Se entiende por fuerza externa, a cualquier sollicitación que, actuando exteriormente, altere su tamaño, dimensión o la deforme.

El conocimiento de las propiedades mecánicas de la madera se obtiene a través de la experimentación, mediante ensayos que se aplican al material, y que determinan los diferentes valores de esfuerzos a los que puede estar sometida.

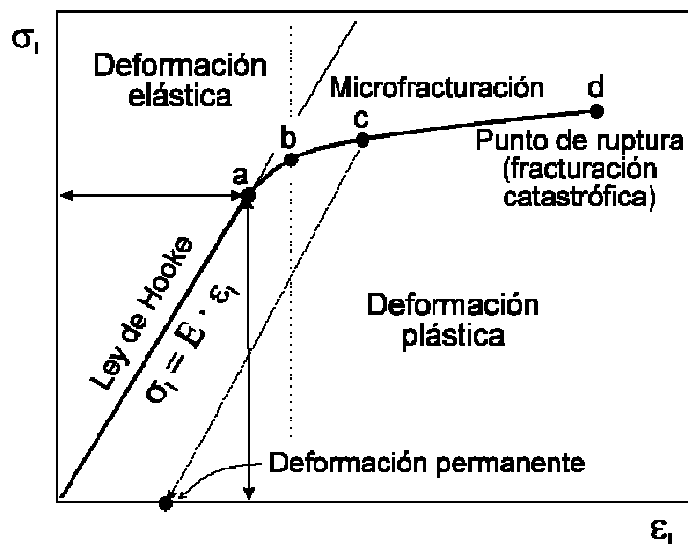
El esfuerzo que soporta un cuerpo por unidad de superficie es la llamada tensión unitaria. Cuando la carga aplicada a un cuerpo aumenta, se produce una deformación que se incrementa paulatinamente.

Esta relación entre la carga aplicada y la deformación que sufre un cuerpo se puede representar gráficamente por una recta, hasta el punto donde se inicia el límite elástico del material ensayado, si se sigue aumentando la carga, se logra la rotura del material.

- **Límite elástico**

Se define como el esfuerzo por unidad de área de la superficie, en que la deformación crece en mayor proporción que la carga que se aplica, el esfuerzo necesario para solicitar un material hasta llegar al límite elástico, determina la tensión en el límite de proporcionalidad, que es la carga máxima a la cual se puede someter sin que se produzcan deformaciones permanentes.

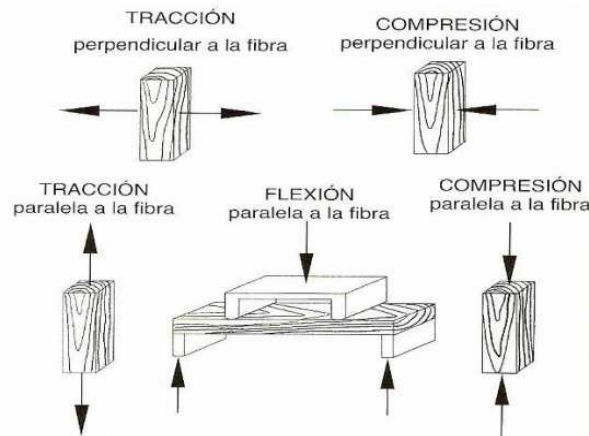
Figura 4. Módulo de elasticidad.



Fuente: (CUEVAS, 1982)

Las diferentes sollicitaciones a que puede estar sometida la madera son las siguientes: Flexión estática, compresión, tracción, dureza, cizalle, trabajabilidad.

Figura 5. Propiedades mecánicas de la madera.



Fuente: Cuevas. Ensayos mecánicos de la madera 2003

Fuente: (CUEVAS, 2003)

- ***Flexión estática***

La resistencia de la viga a una carga puntual, aplicada en el centro de la luz, determina la tensión en el límite de proporcionalidad, tensión de rotura y el módulo de elasticidad(KARSULOVIC, 1982).

La flexión es una combinación de tres esfuerzos, tracción, compresión y cizalle. Estas causan la curvatura o deformación del cuerpo, con la parte superior cóncava (en compresión), la inferior convexa (en tracción) y el plano neutro tendiendo a resbalar entre las dos fuerzas opuestas (en cizalle). Los ensayos de laboratorio indican que se obtiene varios valores que los definen así:

Esfuerzo de las fibras al límite proporcional

Esfuerzo que se produce en las fibras de una viga sometida a tensión y compresión hasta la carga al límite proporcional, es decir hasta cuando deja de existir una correlación lineal entre el esfuerzo y la deformación. También se define como el esfuerzo máximo a la compresión que es menos variable y más fácil de obtenerlo.

Módulo de ruptura

Esfuerzo computado en el tope y fondo de fibras de una viga sometida a la carga máxima que ocasiona la falla. Es un valor aproximado de un verdadero esfuerzo, puesto que la fórmula para el cálculo se basa en suposiciones válidas solamente hasta el límite proporcional. El esfuerzo desarrollado por la madera en el momento de la falla.

Módulo de elasticidad

Es la medida de rigidez de la madera y no de la resistencia; que es la fuerza necesaria para alargar una pieza de 1cm^2 al doble de su longitud.

- ***Compresión***

Dos tipos de fuerza de compresión, según el sentido de la aplicación de la fuerza, compresión paralela y compresión perpendicular a la fibra. (CAMPOS, 1990)

La compresión paralela ocurre cuando una fuerza actúa de manera paralela a la fibra y corresponde a: La resistencia que opone una viga a una carga aplicada en el mismo sentido de la dirección de la fibra.

La compresión perpendicular ocurre cuando la fuerza solicitante actúa en dirección perpendicular a las fibras, y corresponde a: La resistencia que opone la madera a una carga aplicada en sentido perpendicular en dirección de las fibras en una cara radial de la probeta.

En la acción de la carga se distinguen dos tipos: La que actúa sobre toda el área y la actuante sobre una parte por lo que se presentan dos casos: La carga que actúa como durmiente y la que actúa como punzón, en la realidad se encuentra muy a menudo que actúa solamente en una parte del área, por lo que la resistencia de la madera es mayor, pues el área no afectada por la carga es capaz de absorber las tensiones (DELGADO, 1975).

- ***Tracción***

La madera es un material muy indicado para trabajar a tracción (en la dirección de las fibras), viéndose limitado su uso únicamente por la dificultad de transmitir estos esfuerzos a las piezas (CUEVAS, 2003).

Las piezas sometidas a tracción presentaran problemas y estos aparecerán en las uniones. Si se realiza un esfuerzo de tracción en la dirección axial, la magnitud de la deformación producida será menor que si el esfuerzo es de compresión, sobre todo en lo que concierne a las deformaciones plásticas. Es decir que la rotura de la madera por

tracción se puede considerar como una rotura frágil. La resistencia a la tracción de la madera presenta valores elevados. La resistencia de la madera a la tracción en la dirección de las fibras, se debe a las moléculas de celulosa que constituye, en parte, la pared celular.

Según, el (sistema SI) para el estudio de las propiedades de los materiales y para obtener las dimensiones admisibles, se ensayan en probetas de estos materiales, hasta ser destruidos, utilizando diversos tipos de cargas como son: Estática, de impacto y cíclicas, que actúan sobre las estructuras y sus elementos están constituidas por fuerzas y pares (momentos). Estas cargas pueden ser concentradas o distribuidas. En efecto, en la naturaleza no existen fuerzas concentradas. Todas las fuerzas reales son fuerzas distribuidas sobre cierta área o volumen. Las fuerzas concentradas se miden en kilogramos, toneladas o en newton.

Las cargas distribuidas pueden ser de superficie (presión del viento o del agua sobre una pared) o volumen (peso propio de un cuerpo) (VILELA, 1969).

El peso de una barra se interpreta, generalmente no como una fuerza de volumen sino como una carga distribuida a lo largo de la barra (carga lineal), ya que las dimensiones transversales son pequeñas en comparación con la longitud de área o de volumen. Tanto las cargas concentradas como las distribuidas pueden ser estáticas o dinámicas.

Cargas estáticas

Las cargas cuya magnitud o punto de aplicación o dirección varía muy lentamente, de tal manera que se puede prescindir de las aceleraciones que surgen, se llaman cargas estáticas. Cuando actúan cargas de este tipo, las vibraciones de las estructuras y sus elementos son insignificantes.

Cargas dinámicas

Las cargas que varían con el tiempo a una velocidad considerable se llaman cargas dinámicas (por ejemplo cargas de impacto). La acción de este tipo de fuerzas van acompañadas de vibraciones de las estructuras, durante las cuales al variar la velocidad de las masas y las aceleraciones. La magnitud de estas fuerzas de inercia puede superar en muchas veces a las de cargas estáticas.

Todo ensayo de tracción se realizará con el fin de obtener las características mecánicas del material. En el ensayo se traza un diagrama de la relación que existe entre la fuerza que estira a la probeta y alargamiento de ésta, pudiendo determinar así el límite de fluencia, límite de resistencia, carga máxima y carga de ruptura.

- **Dureza**

La resistencia que opone la madera a la penetración de cuerpos extraños como ciertas herramientas, clavos, tornillos, etc. La dureza está relacionada con la densidad y tiene una marcada importancia en su relación con la dificultad de su trabajo ya sea realizado manual o mecánicamente(CUEVAS, 2003).

Se determina por el método de Brinell, con bola de acero de 10 mm de diámetro, sometida a cargas de 200, 500 y 1000 kg. Los ensayos se realizan, generalmente, en el sentido de las fibras y en sentido normal a las fibras. Esto sirve de base para una de las clasificaciones más usuales de madera, en cuatro grupos: muy duras, duras, semi-duras y blandas.

La resistencia de un cuerpo a la penetración de otro cuerpo, el que debe ser más duro que el otro cuerpo penetrado. Debido a la falta de homogeneidad de la madera, alternancia de los anillos de crecimiento, es difícil definir a la dureza de la madera por un solo ensayo(DELGADO, 1975).

Se entiende por dureza la propiedad de la capa superficial del material, de resistir a la deformación elástica o a la destrucción en presencia de las acciones de contacto locales inferidas por otro material más duro: que no se somete a la deformación residual del cuerpo (penetrador o indentor) de determinada forma y dimensión(VILELA, 1969).

Los procedimientos de determinación de la dureza, pueden ser estáticos y dinámicos, con métodos de penetración y rayado de corta duración y de larga duración, de corta duración realizados a temperatura ambiente y los de larga duración realizados evaluando las temperaturas más elevadas a las que tiene el material.

- **Cizallamiento**

La capacidad de la madera para resistir la acción de las fuerzas paralelas y opuestas que tienden a producir deslizamiento de unas fibras con relación a otras. Los esfuerzos de cizallamiento tienen lugar en mayor grado, o menor grado en casi todos los usos de la madera y se clasifican de acuerdo a la dirección en que la fuerza actúa respecto a los planos estructurales de la madera (TORRES, 1971).

El esfuerzo que opone las moléculas de una pieza a la acción de las fuerzas paralelas que tienden a cortar la sección transversal de la madera (CARRILLO, 1989).

En elementos constructivos el esfuerzo por corte o cizallamiento se presenta cuando las piezas están sometidas a flexión (corte por flexión). Los análisis teóricos de esfuerzos indican que en un punto dado los esfuerzos de corte son iguales tanto a lo largo como perpendicularmente al eje del elemento, como la madera no es homogénea, sino que sus fibras se orientan por lo general con el eje longitudinal de las piezas, presentan distinta resistencia al corte de estas dos direcciones (ZAVALA, 1992).

La menor es aquella paralela a las fibras y que proviene de la capacidad del "Cementante" de las fibras la lignina a este esfuerzo. Perpendicularmente a las fibras la resistencia es de 3 a 4 veces mayor que en la dirección paralela.

- **Tenacidad**

La capacidad de la madera para resistir cargas repentinas (golpe o choque). Generalmente las fibras de madera de alta tenacidad, están entrecruzadas lo cual hace que la madera sea difícil de hendir, rajar o la separación de las fibras. Estas maderas se doblan o tensionan mucho más, sin romperse o fracturarse (CUEVAS, 2003).

De manera general el ensayo al choque, es un ensayo de una importancia muy particular, permite no solamente clasificar las resilientes a los ejemplos móviles, sino también determinar de una manera rápida y precisa las muestras anormales cualquiera que sea su utilización (ERNITZ, 1961).

La tenacidad es la propiedad de la madera que tiene relación con el trabajo requerido, para causar la ruptura de la pieza de madera; la tenacidad depende fundamentalmente de la resistencia y de la ductilidad de la madera (ANDERSON, y otros, 1978).

- **Trabajabilidad**

Conjunto de propiedades o características que posee una determinada madera con relación a su respuesta al trabajo manual o a la acción de las herramientas manuales o eléctricas. Se dice entonces que una madera posee buena trabajabilidad cuando responde bien al corte, al cepillado, al clavado, al atornillado, al lijado, al torneado, al engomado o encolado etc. (CUEVAS, 2003).

Labrar es trabajar una materia hasta convertirla a formas convenientes. De acuerdo con esta definición, el término "labrado de madera" es aplicable a la mayoría de las operaciones de corte, sin embargo en términos específicos, se admite que el labrado de la madera con maquina se lleva a cabo para dar forma y calidad a las superficies de materiales semielaborados o elaborados, como por ejemplo: El moldurado de la madera aserrada, el lijado de tableros aglomerados, el taladrado de piezas estructurales(ZAVALA, 1992).

Cualquier que sea el método de investigación que se utilice, la metodología usada en medir el comportamiento de la madera es importante. Aunque la fuerza necesaria para el procesamiento y la velocidad de giro que se les dé a las cuchillas son importantes, el aspecto que más se tiene en cuenta y es más utilizado para la media del comportamiento en los procesos de trabajabilidad, es la suavidad de la superficie(ANDERSON, y otros, 1978).

2.1.3 Otras propiedades de la madera:

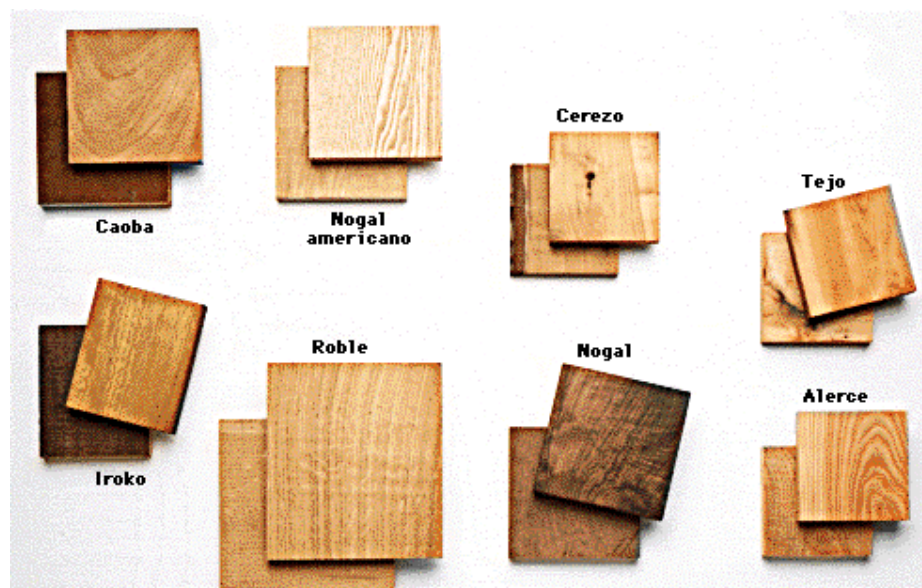
La madera como combustible

La madera usada directamente o carbonizada, fue hasta hace 100 años la principal fuente de calor utilizada por el hombre. Al aumentar la demanda térmica, por el extraordinario progreso industrial y la consiguiente elevación del nivel de vida, cedió su lugar a combustible de mayor potencia calorífica, como los carbones y aceites minerales, que, por el adecuado perfeccionamiento de los procesos de transformación de energía pudieron aprovecharse en condiciones económicas sumamente favorables. (ERNITZ, 1996)

2.1.4 Clasificación de las maderas. La clasificación por resistencia conduce a dividir una población de madera en clases, o grupos, de distinta calidad, sobre la base de un análisis individual de cada pieza estructural. Esta inspección, que puede ser visual o mecánica, tiene en cuenta el nivel de los parámetros considerados y, en función de los límites establecidos para los mismos, origina la asignación de cada elemento a una determinada clase resistente. A diferencia de la clasificación relacionada a aspectos estéticos, la clasificación por resistencia se fundamenta en la influencia que los parámetros ejercen sobre las propiedades mecánicas del material, y la medición de los mismos se realiza con ese objetivo (Comité Europeo de Normalización, 1997).

Existen actualmente en el mundo dos sistemas de clasificación por resistencia de madera aserrada para uso estructural, el visual y el mecánico. Los países con mayor tradición en la temática han desarrollado a través del tiempo sus propios métodos, basados en su experiencia y conocimiento de las especies utilizadas. Hasta comienzos del siglo veinte la clasificación visual se realizaba fundamentalmente apoyándose en experiencias regionales, habiéndose comenzado a desarrollar las primeras reglas detalladas en la década de 1920 en Estados Unidos de Norteamérica y en la de 1930 en varios países europeos (Glos, 1995).

Figura 6. Clases de maderas



Fuente: http://html.rincondelvago.com/madera_11.html

Las máquinas de clasificar fueron introducidas a partir de la década de 1960, permitiendo evaluar parámetros no percibidos visualmente e incorporando mayor precisión y velocidad al proceso (Glos & Diebold, 1994; Glos, 1995).

Las numerosas normas de clasificación redactadas en las décadas posteriores difieren en los parámetros considerados y en la forma de medirlos, pues recogen experiencias propias de cada país o región, y a su vez se orientan a distintas especies o a especies de diferentes procedencias. En este sentido pueden consultarse, entre otras, la norma alemana DIN 4074, Teil 1 (1989), la estadounidense ASTM D 245-98 (1999) y la australiana AS 2082/2000 (2000). Todas tienen en común la consideración de la correlación existente entre los parámetros considerados y la resistencia y rigidez del material evaluado.

Normas empleadas

Para determinar los usos posibles de una madera, es necesario conocer sus propiedades físicas y mecánicas; esto permite compararlas con otras maderas conocidas; y por analogía indicar las pruebas adicionales necesarias para señalar su utilización, para que esto sea posible se requiere que (se distingan unas de otras), las normas del ensayo aplicado, se han utilizado en otros centros de ensayos de maderas. Hasta 1965 todos los ensayos se realizaban según Normas ASTM D143, pero a partir de 1966 hubo que hacer ciertos cambios (ERNITZ, 1961).

Las Normas utilizadas en los diferentes ensayos son:

- COPANT, Comisión Panamericana de Normas Técnicas
- DIN, Instituto Alemán de Normalización
- ASTM, Sociedad Americana para Ensayos de Materiales

La madera tiene un amplio rango de resistencia, utilidad y valor. Por tal motivo se necesita realizar una clasificación de la madera basada en el tipo, tamaño, número y localización de características que pueden disminuir su resistencia, durabilidad y utilidad. En general, la madera se puede clasificar (FERNÁNDEZ, 1992):

Madera estructural. Requiere un proceso de análisis y diseño estructural; se clasifica atendiendo a sus propiedades mecánicas y uso de las piezas aserradas.

Madera comercial. Se clasifica en diferentes grupos teniendo en cuenta solamente su apariencia y características físicas, sin importar sus propiedades mecánicas; se utilizan en trabajos generales de construcción.

Madera de elaboración. Se usa en la carpintería y ebanistería para hacer puertas, marcos y otras piezas.

En nuestro medio se clasifican las maderas en livianas y pesadas; teniendo en cuenta su peso, se considera una densidad de $0,6 \text{ g/cm}^3$ para hacer la división. En los depósitos la calidad de la madera se evalúa cualitativamente para hacer la venta.

- Las maderas livianas se emplean para obras temporales como formaletas, obras falsas, etc. Su durabilidad es moderada y son susceptibles al ataque de insectos; se les conoce con el nombre de "Madera común". A este grupo pertenecen: el arenillo, laurel, soto, sajo, la caña brava, etc.
- Las maderas pesadas se utilizan para la construcción de obras permanentes como muelles, puentes, estructuras, etc. Su durabilidad es alta o muy alta pues son resistentes a casi todos los agentes destructores. A este grupo pertenecen el abarco, chanul, sapón, comino, etc.

También hay otros dos grupos, la madera de "banco" que se emplea en carpintería como el cedro, el nogal, etc y la "decorativa" como el roble, guayacán, etc.

Como la resistencia de la madera estructural no sólo varía con el tipo de carga a que se somete y con la dirección de las fibras y la presencia de nudos, sino también con el tamaño de las piezas y la forma en que se emplean, es necesario clasificarla de acuerdo a su tamaño y uso, así:

Viguetas y tablones. Piezas de sección transversal, rectangular con dimensiones nominales de 5 a 10 cm por 10 cm o más de ancho. Se emplean para resistir esfuerzos de flexión, como viguetas cargadas sobre su canto o tablones cargados sobre su cara ancha. También pueden utilizarse para sufrir esfuerzos de compresión o de tracción. En el comercio se consigue el tablón de 3x28 cm y la vigueta de 6x13, 4x13 y 4x11 cm, todos de 3 m de largo.

Vigas. Piezas grandes de sección transversal, rectangular con dimensiones nominales de 13x20 cm y mayores usadas para resistir esfuerzos de flexión cuando se cargan sobre su canto.

Postes y Columnas. Piezas de sección transversal cuadrada o casi cuadrada; también hay redondas con dimensiones nominales de 13x13 cm y mayores, utilizadas esencialmente como postes o columnas, pero se adaptan a fines diversos. En el comercio se consiguen de 13x13 cm, 1 x1 cm, 8x8 cm y 6x6 cm.

Tablas estructurales. Piezas con una dimensión nominal de 5 cm y de cualquier ancho. En el comercio se consiguen de 4x28 cm, de 6x24 cm, 3x28 cm. Conviene aclarar que las piezas de madera estructural se especifican por sus dimensiones nominales, que son las que las identifican comercialmente.

2.2 Torno(OSPINA, 2006)

El tornos es una máquina para fabricar piezas de forma geométrica de revolución. Se utiliza desde muy antiguamente para la alfarería.

Consistía entonces en un plato circular montado sobre un eje vertical que tenía en su parte inferior otro plato, que se hacía girar con los pies, para formar, con arcilla, piezas de revolución con sección variable. Más tarde empezó a utilizarse en carpintería para hacer piezas torneadas. Con el tiempo ha llegado a convertirse en una máquina importantísima en el proceso industrial de la actualidad.

El torno mecánico es una máquina-herramienta para mecanizar piezas por revolución arrancando material en forma de viruta mediante una herramienta de corte. Ésta será apropiada al material a mecanizar pudiendo estar hecha de acero al carbono, acero rápido, acero rápido al cobalto, widia, cerámica, diamante, etc. y que siempre será más dura y resistente que el material mecanizado.

Es una máquina muy importante en la fabricación que data del año 1910 en sus versiones modernas, aunque ya a mediados del siglo XVII existían versiones simples donde el movimiento de las piezas a mecanizar se accionaba mediante simples arreglos por cuerdas; desde la revolución industrial, donde se establecen los parámetros principales de esta máquina, apenas ha sufrido modificaciones, exceptuando la integración del control numérico en las últimas décadas.

Figura 7. Torno para madera.



Fuente: http://blogtecnologicoalvaro2s2.blogspot.com/2013_04_01_archive.html

Movimientos de trabajo en la operación de torneado (WIKILIBROS, 2009)

- ***Movimiento de corte.*** Por lo general se imparte a la pieza que gira rotacionalmente sobre su eje principal. Este movimiento lo imprime un motor eléctrico que transmite su giro al husillo principal mediante un sistema de poleas o engranajes. El husillo principal tiene acoplado a su extremo distintos sistemas de sujeción (platos de garras, pinzas, mandrinos auxiliares), los cuales sujetan la pieza a mecanizar.
- ***Movimiento de avance.*** Es debido al movimiento longitudinal o transversal de la herramienta sobre la pieza que se está trabajando. En combinación con el giro impartido al husillo, determina el espacio recorrido por la herramienta por cada vuelta que da la pieza.

El movimiento también puede no ser paralelo a los ejes, produciéndose así conos. En ese caso se gira el carro de debajo del transversal ajustando en una escala graduada el ángulo requerido, que será la mitad de la conicidad deseada.

- ***Profundidad de pasada.*** Movimiento de la herramienta que determina la profundidad de material arrancado en cada pasada aunque la cantidad de material

arrancado queda siempre sujeto al perfil del útil de corte usado, tipo de material mecanizado, velocidad de corte, etc.

Figura 8. Movimientos del torno



Fuente: <http://repository.upb.edu.co:8080/jspui/handle/123456789/834>

El torno puede realizar operación es de cilindrado, mandrinado, roscado, refrendado, ranurado, taladrado, escariado, moleteado, cilindrado en línea, etc., mediante diferentes tipos de herramientas y útiles intercambiables con formas variadas según la operación de conformado que realizar. Con los accesorios apropiados, que por otra parte son sencillos, también se pueden efectuar operaciones de fresado, rectificado y otra serie de operaciones de mecanizado.

2.2.1 Clases de torno:

Tornos de producción (OSPINA, 2006)

Tornos de mandril automático o tornos al aire. Son similares a los de revolver de ariete o carro superior, excepto que la correa está montada verticalmente, no tiene contrapunta, el movimiento para el avance se aplica en la torreta. En estos tornos se utiliza una serie de pasadores y bloques de disparos para controlar las operaciones.

Tornos automáticos para roscar. Son automáticos, incluso la alimentación del material de trabajo al sujetador.

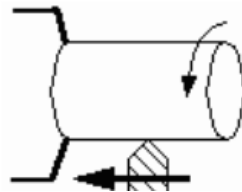
Estos tornos se controlan con una serie de excéntricas que regulan el ciclo. Son del tipo de husillo individual o múltiple.

Los de husillo individual son similares a un torno revolver excepto por la posición de la torreta. Los tornos suizos para roscar difieren de los demás en el que el cabezal produce el avance de la pieza de trabajo, estos también tienen un mecanismo de excéntricas para el avance de la herramienta, estas mueven a la herramienta de corte que esta soportada vertical, hacia adentro y hacia afuera mientras la pieza de trabajo pasa frente a la herramienta.

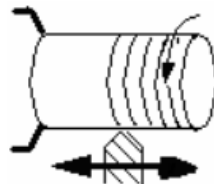
Los tornos para roscar con husillos múltiples tienen de cuatro a ocho husillos que se alinean a diversas posiciones. Cuando se alinean los husillos efectúan diversas operaciones en la pieza de trabajo. Al final de una revolución, se termina la pieza de trabajo. En un torno de ocho husillos, la pieza se alinea ocho veces para efectuar el ciclo de la máquina. Cada vez que se alinea el carro, se termina una pieza y se descarga el husillo.

2.2.2 Aplicaciones del torno. Entre las principales operaciones a realizar en un torno se tiene:

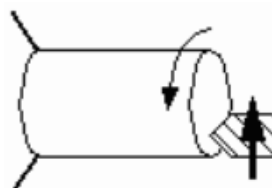
Cilindrado. Produce un corte recto sobre el radio exterior de una pieza.



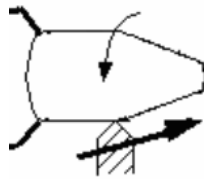
Roscado. La herramienta de corte es movida longitudinalmente en forma coordinada con la velocidad de giro de la pieza, para conformar una rosca.



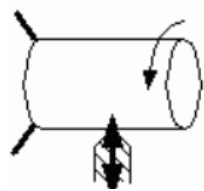
Refrentado. La cara de la pieza perpendicular al eje es cortada para desbastar (definir longitud) o mejorar el acabado.



Torneado cónico. La herramienta de corte es movida diagonalmente



Depresiones, acanalado, ranurado, tronzado. La herramienta es movida radialmente (transversalmente) de afuera hacia adentro de la pieza de trabajo. Un corte a profundidad constante dejará la forma ranurada o acanalada, mientras un corte profundo cortará totalmente el cilindro(tronzado).



Taladrado y Alesado. Los trabajos de alesado, corte de roscas y escariado que se hacen en torno comienzan generalmente con la localización y el taladrado de un agujero. Alesado es el proceso de agrandar y perfeccionar un agujero existente o uno taladrado. Para hacer el alesado, el agujero taladrado puede ser de 1/32 a 1/16 de pulgada menor que el diámetro terminado, dependiendo de la situación, este taladrado inicial se puede hacer con broca o escariadora.

Tarrajado y machuelado.El tarrajado y machuelado de una pieza de trabajo montada en un mandril es un medio rápido y exacto para producir roscas externas e internas respectivamente.

El tarrajado consiste en hacer pasar la pieza de trabajo por una herramienta llamada tarraja que tiene gravada una rosca de determinado paso y diámetro en su interior; para que esta tome en su contorno la forma deseada y así conformar roscas externas.

El machuelado sirve para hacer roscas internas, enfrentando la pieza de trabajo al machuelo con el paso y diámetro deseado, para que este quede impreso en el interior de la pieza.

Molleteado. Es una impresión resaltada sobre la superficie de una pieza de trabajo que se produce por medio de dos rodillos templados, que tienen en altorrelieve rayas inclinadas que dejan en la pieza una impresión en cruz. Se usa para mejorar la

aparición de una parte y para proporcionar una buena superficie de agarre, como en palancas y mangos de herramientas.

El moleteado recto se emplea para aumentar el tamaño de una parte para hacer ajustes de presión en aplicaciones de servicio ligero.

2.2.3 Tipos de torno para madera(INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013)El torno es una máquina que permite elaborar piezas cilíndricas, cónicas, esféricas, patas para sillas y mesas y un sin fin de trabajos variados de gran aplicación sobre todo en la ebanistería.

Los tornos para madera se designan de acuerdo con el diámetro máximo de la pieza que puede hacer girar sobre la bancada; un torno que pueda girar 12plg de diámetro se llama torno de 12 pulgadas.

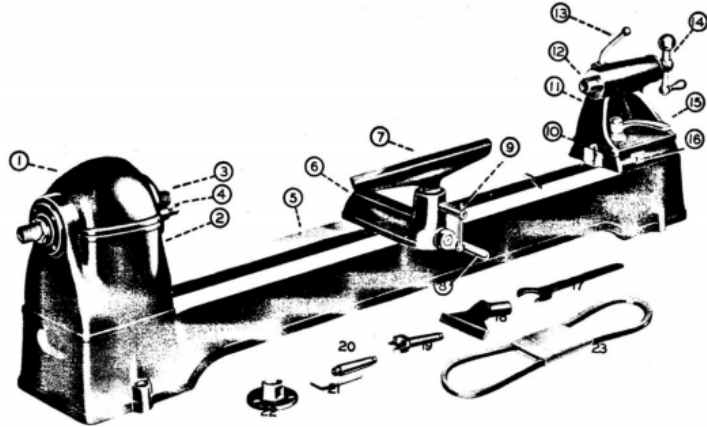
Figura 9. Torneado en madera



Fuente: (INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013)

Partes principales del torno

Figura 10. Partes de un torno para madera



Fuente:(INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013)

1. Tapa de la polea
2. Cabezal fijo
3. Eje del cabezal
4. Índice
5. Bancada
6. Base del apoyo de las Herramientas del cabezal móvil
7. Apoyo para herramienta
8. Palanca de fijación de la base
9. Palanca de sujeción de apoyo móvil
10. Base del cabezal móvil
11. Cabezal móvil
12. Eje del cabezal móvil
13. Palanca de sujeción del eje.
14. Palanca de avance del cabezal
15. Palanca de sujeción del cabezal
16. Tornillo para movimiento transversal
17. Llave para el cabezal
18. Apoyo de 4" para herramienta
19. Punta de diente
20. Punta de copa
21. Llave allen
22. Plato de refrentar de 3"

2.2.4 *Accesorios del torno para madera*(INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013). Existen varios accesorios que se usan por frecuencia para torneear madera. El soporte de 24" para herramientas es inapreciable cuando se tornean piezas cuya

longitud no se puede abarcar por completo con un apoyo más corto. El soporte en ángulo recto sirve para trabajos que se hacen en el plato, y permite tornearse tanto el borde como la cara de la pieza. La punta de tornillo proporciona un método rápido y satisfactorio para montar piezas pequeñas que van a tornearse en el plato.

El árbol porta disco es una valiosa montadura para la muela de los esmeriles, cepillos circulares de alambre o ruedas para pulir; se construye con rosca izquierda o derecha, para adaptarse a cualquiera de los extremos del eje.

Los accesorios para fijar son útiles, y de los dos tipos más comunes son el cilindro y el disco para lijar. La luneta se usa como soporte cuando las piezas que van a tornearse son largas y delgadas o como soporte extremo, cuando las piezas son más cortas.

Los accesorios para uso específico en el torno de un modelo determinado pueden variar ligeramente de forma para adaptarse al funcionamiento mecánico del torno.

Figura 11. Accesorios de un torno



Fuente: (INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013)

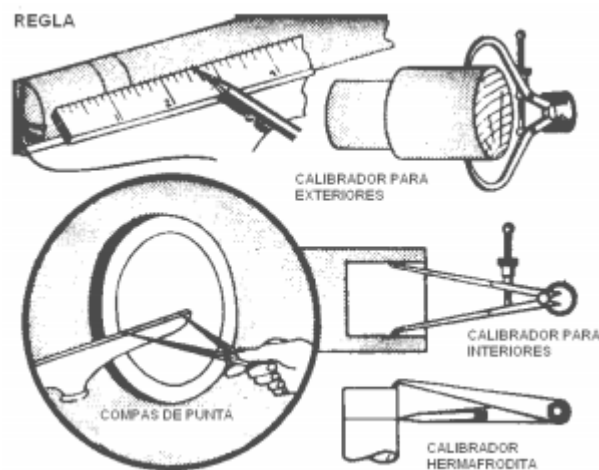
2.2.5 Instrumentos de medidas(INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013). Para el trabajo de torneado son necesarios algunos instrumentos de medidas, por ejemplo, la regla y los calibradores.

La regla se usa para medir a lo largo de la pieza que se torne y para medir diámetros se usan diversos calibradores.

De estos los mejores son los tipos de resorte, porque con frecuencia se aplican directamente a la pieza que está girando, y debe poderse confiar en que conservarán las medidas, permaneciendo en esa posición.

Los compases de puntas se usan principalmente cuando los trabajos se hacen en el plato del torno, donde son útiles para marcar los diversos diámetros.

Figura 12. Herramientas de medida



Fuente: (INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013)

2.2.6 Torneado de piezas de madera (INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013). Al torneado que se hace entre puntas del torno se le llama torneado cilíndrico. Este es el tipo principal de torneado, representado por las patas de las sillas y de las mesas, pies de lámparas, etc. El torneado puede hacerse empleando las técnicas de raspado o de corte; la de corte, por quitar madera con mayor rapidez y producir una superficie más lisa, es casi indispensable para un buen trabajo.

- **Centrado de la pieza**

La pieza de madera que va a tornearse para formar un cilindro debe ser de sección aproximadamente cuadrada, y sus extremos deberán estar a escuadra con los lados.

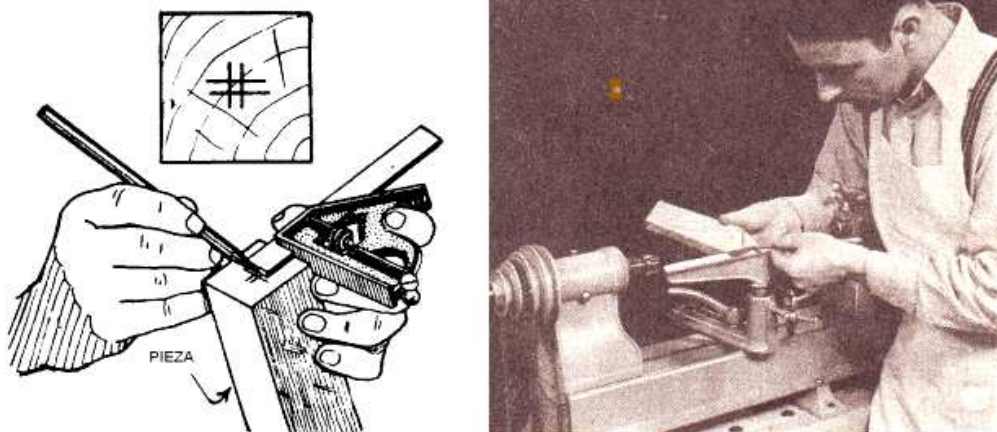
En la figura 13 se indican los métodos comunes que se emplean para determinar el centro.

En el primero de ellos se hace una raya a una distancia más o menos igual a la mitad de la anchura de la pieza, a partir de cada uno de los cuatro lados de ella.

El pequeño cuadro que de esta manera se forme en el centro, puede usarse para marcar el centro verdadero.

El método de las diagonales consiste en trazar líneas de esquina a esquina, cuya intersección marca el centro de la pieza.

Figura 13. Procesos de centrado



Fuente: (INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013)

Después de marcar los dos extremos, se marca definitivamente el verdadero centro con una lezna o con un compás de puntas secas, como puede observarse en la figura 14. Si la pieza que va a tornear es de madera dura, los centros deberán marcarse con una profundidad de 1/8".

El centro impulsor o vivo, se apoya contra uno de los extremos de la pieza, incrustándolo, golpeándolo con un mazo, como se observa en la figura 14.

En madera dura se aconseja labrar un asiento por la punta impulsora, lo que se hace aserrando ligeramente sobre las líneas diagonales, observar figura 14, perforando un agujerito en la intersección.

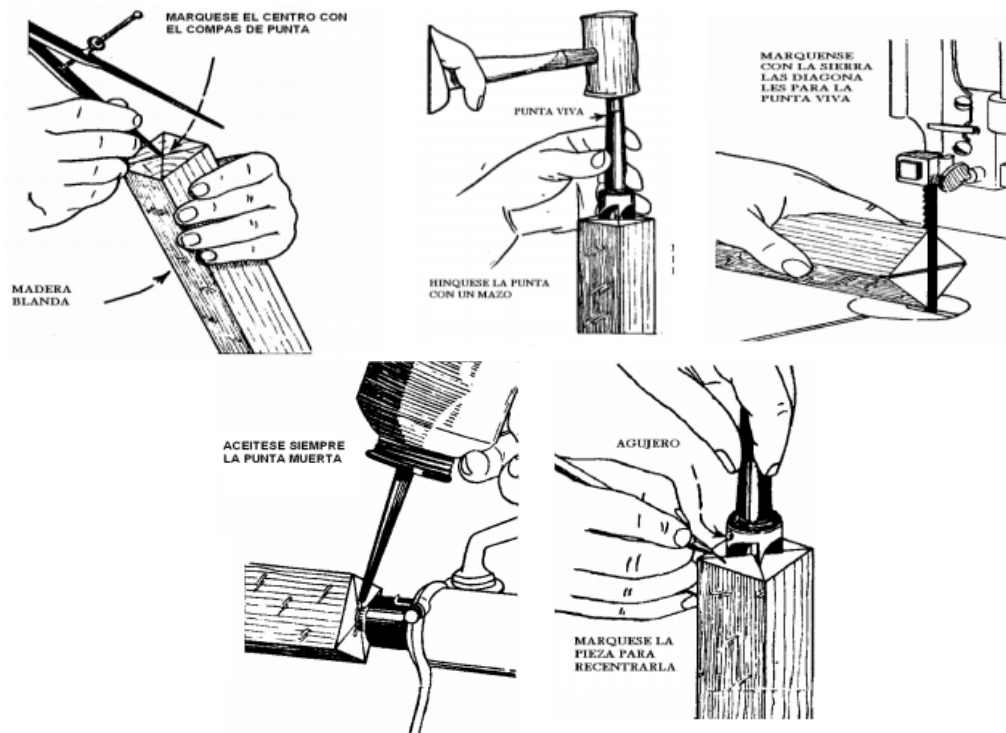
Después de hincar la punta, es mejor sostener juntas las piezas y la punta y ponerlas inmediatamente en el eje del cabezal fijo.

Debe aceitarse el extremo de la pieza que se encaja en la contrapunta o centro muerto con lo que elimina por completo la lubricación figura 14.

Si es necesario quitar del torno la pieza antes de terminarla, debe hacerse una señal que sirva de guía al volverla a centrar, observar figura 14.

Las señales pueden hacerse con un señalador permanente que se hace esmerilando uno de los dientes de la punta viva.

Figura 14. Centrado de pieza



Fuente: (INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013)

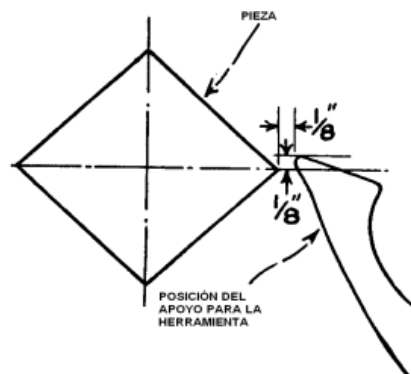
- **Montaje de la pieza**

El montaje se hace moviendo el cabezal móvil hasta que quede a una distancia de 1" o 1 ½" del extremo de la pieza, sujetándola en esta posición. Hágase avanzar el centro de la contrapunta dándole vuelta al manubrio de alimentación hasta que haga contacto con la pieza. Continúese avanzando el centro al mismo tiempo que se hace girar la pieza lentamente con la mano. Cuando se dificulta seguirle dando vuelta, aflójese la alimentación un cuarto de vuelta y sujétese el eje del cabezal móvil.

- **Posición del apoyo para la herramienta**

Ahora se coloca en su sitio el apoyo para la herramienta, a una distancia horizontal aproximadamente de 1/8" de la pieza y a 1/8" arriba de la línea central de ella, como se ve en la figura 15. Esta posición puede modificarse según la pieza y la preferencia del operario. Puede ponerse una señal en el vástago del apoyo para las herramientas, para volverlo a colocar rápidamente y con precisión. Cuando ya se ha adquirido algo de experiencia, la colocación del apoyo de las herramientas pasa a segundo término.

Figura 15. Posición del apoyo para la herramienta



Fuente: (INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013)

- **Manera de desbastar un cilindro**

En la primera operación se usa la gubia para desbastar las aristas vivas de la pieza. Se hace girar el torno a baja velocidad, sujetando la gubia. Se comienza el corte a 2" aproximadamente del extremo de la contrapunta, y se continúa de ese punto hacia el extremo y alejándose de él. Se hace un segundo corte aproximadamente a 2 o 3plg a la izquierda del primer corte, avanzando de nuevo hacia la contrapunta, hasta llegar al corte hecho con anterioridad.

Se continúa el procedimiento hasta un punto a 2" de la punta viva, donde se hace girar la gubia en la dirección opuesta, para hacer el corte final alejándose del extremo vivo de la pieza.

El corte para desbastar no se hace con un movimiento continuo, como se ve en la figura 16, porque éste tiene tendencia a arrancar largas astillas de las aristas de la pieza; tampoco debe empezarse el corte directamente en el extremo de la pieza, por la misma razón. El corte puede hacerse con seguridad del centro de la pieza, acercándose alejándose de cada extremo, una vez que se ha hecho el corte para desbastar.

- **Uso del escoplo tronizador (Roscado manual)**

El escoplo tronizador es quizá el más fácil de manejar. Es una herramienta para raspar y simplemente se empuja sobre la pieza. Se obtiene un efecto cortante si se mantiene bajo el mango, levantándolo gradualmente conforme disminuye el diámetro de la pieza, como se observa en la figura 17.

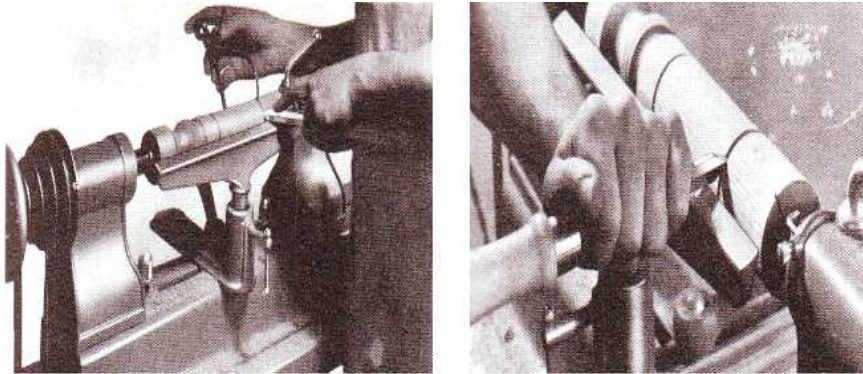
Con frecuencia se usa la herramienta con una mano, la otra mano sostiene un compás calibrador en la ranura que se corta. Cuando los cortes que se hacen con el escoplo tronizador son profundos, deberá hacerse un corte adicional al lado del primer corte, para evitar que se queme la punta del escoplo.

Figura 16. Desbaste cilíndrico



Fuente: (INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013)

Figura 17. Escoplo tronizador



Fuente: (INATEC - Instituto Nacional Tecnológico, 2013)

2.3 Router (ALBANO, 2011)

El Router, es también conocido como Rebajadora, Tupi, Devastadora, Fresadora o Perfiladora.

El router es una de las herramientas eléctricas manuales más versátiles y de mayor utilidad en carpintería; usada para hacer en la madera y otros materiales, trabajos de decoración, rebaje, devaste, biselado, uniones, etc.

Figura 18. Router



Fuente: (ALBANO, 2011)

2.3.1 Tipos de router. Los tipos de router más conocidos en carpintería son:

El router estándar o simplemente router

Es un router ideal para el aficionado o el profesional. Tiene una base fija o semi-fija y puede ser utilizado de forma manual haciéndolo correr sobre la pieza en proceso o

fijándolo en una mesa, en cuyo caso la parte móvil es el material que se está trabajando.

Este tipo de router es el ideal cuando de portabilidad se trata ya que podemos llevarlo a donde una mesa de router no cabría.

Figura 19. Router estándar



Fuente: (ALBANO, 2011)

El plunge router

Muy similar al anterior, es un Router de uso manual cuya característica distintiva es su base.

Esta base es semi-fija, lo que le permite al operario tener más control y flexibilidad en el uso de esta herramienta.

Con ajustes sencillos y rápidos se logra el cambio en la profundidad de corte de la broca o fresa.

Figura 20. Plunge router



Fuente: (ALBANO, 2011)

El router de mano, recortador o trim router

Este es un router de dimensiones menores a los anteriores, tiene una característica principal de poder manipularse con una sola mano y se utiliza para dar un terminado más fino en piezas o muebles que ya están armados.

Su tamaño reducido no debe engañarnos, ya que posee una gran potencia de giro.

Figura 21. Router de mano



Fuente: (ALBANO, 2011)

El mini router

También conocido en su forma comercial como **®Dremel** y anteriormente como MotoTool. Es un tipo de Router muy utilizado para hacer terminados finos. Su uso está muy extendido entre los modelistas. Su reducido tamaño permite trabajar sobre piezas muy pequeñas y dar buen detalle en ellas.

Figura 22. Mini router



Fuente: (ALBANO, 2011)

2.3.2 Aplicaciones del router. En General, un Router es una herramienta eléctrica rotativa en la que se monta un broca o fresa especial para efectuar trabajos de ranurado, encajado, canteado, biselado, copiado, perfilado, rebajado y decorado sobre madera, MDF, plásticos, acrílicos y otros más.

2.3.3 Accesorios del router:

Brocas para router

Se utilizan ampliamente para hacer rebajes decorativos, uniones, cortes, perfilados. Copiado de partes devastes, ranuras, etc.

Figura 23. Brocas para router



Fuente: (ALBANO, 2011)

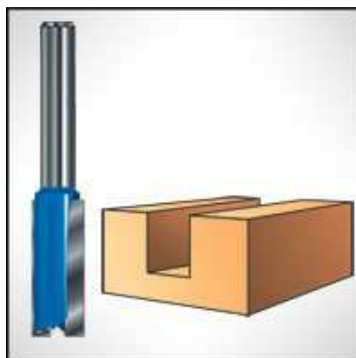
Existen muchos más tipos de brocas para router las cuales se utilizan para trabajos más específicos. Debemos saber que para este tipo de brocas existen dos medidas de Zanco comunes en carpintería, 1/4plg y 1/2plg. El Zanco es la medida del diámetro de la broca en la parte que se acopla al router.

Cuando sea posible, es recomendable adquirir las brocas con un zanco de 1/2plg, ya que este diámetro hace que las brocas sean más firmes y robustas.

Cortador de dos filos – straight bit

El cortador o broca recta se encuentra entre las brocas más comunes. Se usan mayormente para hacer cortes rectos del tipo ranura, dado o para vaciar el área de una mortaja o caja.

Figura 24. Cortador o broca recta.



Fuente: (ALBANO, 2011)

El cortador o broca recta viene en una variedad de diámetros de corte, frecuentemente en el rango de 3/16 plg a 1-1/2 plg.

Regularmente vienen con dos caras de corte, aunque en la actualidad se han popularizado los cortadores de tipo helicoidal cuyo tipo se usa más ampliamente para corte de metales.

Cortador de ensamble – rabbeting router bit

El cortador de ensamble produce un corte recto horizontal y vertical, y está diseñado específicamente para cortar una ranura en el borde de un material.

Figura 25. Cortador de ensamble



Fuente: (ALBANO, 2011)

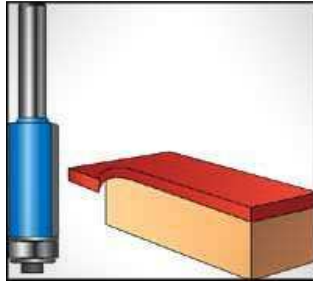
Este tipo de brocas son un ejemplo de las brocas pilotadas o guiadas, lo que significa que un rodamiento en la parte superior de la broca se utiliza para guiarla a lo largo del borde del material. Generalmente vienen en un set que incluye una amplia gama de diámetros de rodamiento piloto, lo que permite que una sola de estas brocas pueda producir una variedad de dimensiones de corte de ensamble con solo cambiar el diámetro del rodamiento que se utiliza.

Perfilador -flush trim router bit

El perfilador guiado por un rodamiento que tiene el mismo tamaño que el radio de corte. Se utilizan para recortar el borde de un material al ras del borde de otro material.

Por ejemplo, cuando se aplican laminados o melamina, o cuando se usan patrones para crear múltiples formas idénticas. El rodamiento piloto se encuentra en la parte superior de la broca.

Figura 26. Perfilador

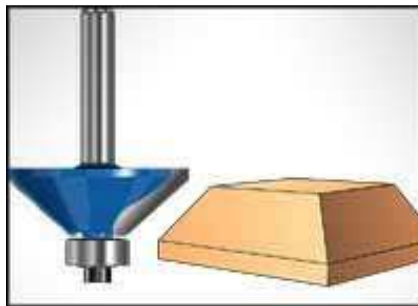


Fuente:(ALBANO, 2011)

Bisel o chaflán - chamfer router bit

Las brocas biseladas o dechaflán producen un corte en bisela un ángulo determinado, a menudo se utilizan para decorar el borde de la madera y también puede ser utilizada en carpintería para crear uniones biseladas. Vienen en varias medidas y pueden contar o no con un rodamiento guía.

Figura 27. Bisel o chaflán



Fuente:(ALBANO, 2011)

Ranurador – slot-cutting bit

El ranurador, broca de ranurado o disco ranurador se utiliza, como su nombre lo indica, para hacer ranuras a lo largo en piezas de madera, técnica muy útil en carpintería para el ensamble de piezas. Con un poco de ingenio, se puede incluso utilizar en un router como un sustituto de una máquina engalletadora o Biscuit Jointer para realizar uniones rápidas del tipo engalletado.

Figura 28. Ranurador



Fuente:(ALBANO, 2011)

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y/O SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS DEL TORNO PARA MADERA CON ROUTER INCORPORADO

3.1 Parámetros de diseño

El diseño de la máquina para el torneado de madera con router incorporado, debe minimizar tiempos y maximizar la producción, para lo que debe cumplir con las siguientes condiciones técnicas y de funcionabilidad:

- La máquina debe ser fácil de operar, la altura del plano de trabajo debe estar comprendido entre (0.90 y 1.20) m del nivel del suelo, ya que está en función de la estatura de los operarios.
- La máquina debe realizar los siguientes trabajos: rectificando, cilindrado, torneado y torneado salomónico.
- La máquina debe tener una longitud entre puntos de (1 a 1.10) m.
- Las velocidades tanto para el desbaste como para el acabado deben ser las más óptimas para desbaste de (1000 a 1500) rpm, pulido (1500 a 2000) rpm y abrillantado (2000 a 3000) rpm de tal manera que las piezas de madera tengan un acabado superficial de calidad.
- Deberá satisfacer las necesidades y exigencias de la persona que financia este trabajo.

3.2 Análisis y selección de alternativas

En este punto se analizarán las diferentes alternativas posibles para el diseño de cada uno de los mecanismos, que conformarán la máquina.

Partes principales de la máquina:

Bancada

Motor

Cabezal fijo

Contrapunto

Mecanismo de transmisión del motor al cabezal fijo

Mecanismo de movimiento del carro principal

Mecanismos de transmisión para el torneado salomónico

3.2.1 Alternativas generales. Ventajas y desventajas:

Bancada

Alternativa 1. De madera

Ventajas:

- Estabilidad muy buena.
- Absorbe con facilidad las vibraciones.
- Fácil construcción y montaje.
- Bajo costo
- Fácil de adquirir en el mercado

Desventajas:

- Tiempo de duración menor a los metales.
- Tamaño y forma mucho mayor a la de los metales.

Alternativa 2. Mesa metálica

Ventajas:

- Buena estabilidad por su peso y forma.
- Fácil construcción y montaje.
- No necesita empotramiento.

Desventajas:

- La transmisión de vibración relativamente alto.

Posición del motor

Para ver la forma de colocar el motor debemos decir que se trata de un motor eléctrico, que debe ser ubicado considerando los siguientes aspectos como: funcionalidad, espacio, estética del conjunto y fácil maniobrabilidad si es necesario.

Alternativa 1.El motor se ubica en la parte inferior de la mesa.

Ventajas:

- Aprovechamiento de los espacios disponibles.
- Estabilidad del conjunto.
- Disminución de las vibraciones que son producidas por el motor.
- Seguridad para el operario.
- Menos costo de material

Desventajas:

- Presenta dificultades en la instalación del motor.
- Cambio de velocidades se emplea más tiempo.
- Difícil acceso para mantenibilidad
- Menor rendimiento

Alternativa 2.El motor se ubica en la mesa de trabajo.

Ventajas:

- Montaje e instalación es relativamente fácil.
- Fácil transmisión de movimiento
- Fácil acceso para mantenimiento
- Alto grado de seguridad
- Alta confiabilidad
- Aumento de rendimiento

Desventajas:

- Posibles vibraciones producidas por el motor.
- Inestabilidad del conjunto
- Mayor costo de material
- Aumento de tamaño

Mecanismo de transmisión en el cabezal fijo

Para el mecanismo de transmisión se debe considerar que en husillo se debe tener varias velocidades y por lo tanto un sistema de cambio sencillo y rápido de velocidades. Para ello descartamos las opciones de transmisión por sistemas de engranajes o de cadenas, ya que para el sistema de engranajes necesitamos una caja de velocidades y para el caso de cadenas un variador de discos que para lo cual representa un gasto más elevado. Para mejor opción consideramos la transmisión por bandas de las cuales presentamos las siguientes alternativas:

Alternativa 1. Sistema de transmisión: cono poleas – banda plana.**Ventajas:**

- Permite un cambio de velocidades rápida.
- Necesita una banda con grapas en los extremos y un pasador.
- Permite una amplia variación respecto a su distancia entre centros.

Desventajas:

- Desgaste de las grapas (mínimo).
- Sujeta a resbalamiento, para lo que es necesario utilizar un adherente de banda.

Alternativa 2. Sistema de transmisión: cono poleas – banda trapezoidal.**Ventajas:**

- Fácil construcción u obtención de los conos de polea en el mercado.
- Costos relativamente bajos

- Eficiencia de transmisión es buena (96%)
- Adquisición de bandas y poleas relativamente fácil en el mercado.
- Transmisión silenciosa.

Desventajas:

- Cambio de velocidades se emplea mayor tiempo.
- Posible uso de varias bandas.

Contrapunto

Alternativa 1. Contrapunto fijo

Ventajas:

- Alineación entre puntos es fija.
- Elimina las posibles vibraciones en la pieza a maquinar.
- Permite una mejor sujeción a compresión de las piezas a maquinar.

Desventajas:

- Una sola longitud de las piezas a maquinar.
- Imposibles trabajos cónicos.
- No es desmontable.

Alternativa 2. Contrapunto móvil

Ventajas:

- Alineación entre puntos puede ser fijo o móvil para realizar trabajos cónicos.
- Trabajo es piezas de longitudes diferentes.
- Montable y desmontable con fácil sujeción y ajuste.
- Ayuda a la fijación para el fresado de roscas en piezas cónicas.

Desventajas:

- Posible ayuda a la vibración.
- Posible desalineación en piezas no cónicas.

Mecanismo de movimiento del carro superior

Alternativa 1. Carro superior con movimiento de tornillo sin fin.

Alternativa 2. Carro superior con movimiento de piñón cremallera.

Para la primera alternativa se requiere de un tornillo de potencia que esta acoplado a una turca y fijada al carro superior, que permite el desplazamiento longitudinal, debido a la alta fricción que existe entre el carro, las guías y en el tornillo – tuerca hace que su desplazamiento sea pesado. En la segunda alternativa la instalación es más sencilla ya que simplemente se utiliza acoplado un piñón en una cremallera acoplado al carro superior que hace que su desplazamiento sea más manejable. Elegimos como más indicado el movimiento del carro superior de piñón cremallera.

Mecanismo de transmisión para el torneado salomónico

El mecanismo de transmisión para el fresado Salomónico debe tener dos grados de libertad concatenados entre un solo giro del mandril por el desplazamiento longitudinal de la fresa.

Alternativa 1. Sistema de transmisión por medio de cable.

Ventajas:

- Fácil utilización.
- Costos relativamente bajo.
- Mínima vibración.
- Transmisión silenciosa.

Desventajas:

- Permite que solo nos dé un paso en el fresado de roscas.
- Posible uso de varios cables.
- Brinda poca seguridad

Alternativa 2. Sistema de transmisión con caja de cambios y cadena.

Las opciones de transmisión para el fresado Salomónico podemos aplicar los sistemas de engranajes y de cadenas; para el sistema de engranajes necesitamos una caja de

velocidades y en el caso de cadenas varios discos que serán dispuestos de tal forma que ayuden con el movimiento necesario para el fresado.

Ventajas:

- Permite una selección de diferentes pasos para el fresado.
- El número de entradas es posible hacerlo hasta 12 en diferentes longitudes con diferentes diámetros de piezas a mecanizar en el fresado de roscas.
- La posición de los elementos facilita el manejo del operador para su utilización.

Desventajas:

- Es netamente de tipo manual por petición del ente de financiamiento.

Cabezal Fijo

Alternativa 1. Cojinetes y soporte de rodamientos

Las alternativas que se tiene para cojinetes son de rodadura y de deslizamiento, en vista que los cojinetes deben soportar cargas axiales y radiales aplicadas al husillo, se debe seleccionar rodamientos que soporten dichas cargas.

Por esta razón los cojinetes de deslizamiento son descartados, y nos limitamos a seleccionar los rodamientos más óptimos, según las cargas aplicadas.

Elegimos las chumaceras apropiadas para el tipo de rodamiento seleccionado.

Alternativa 2. Caja de engranajes

Debemos considerar que la persona que está financiando este trabajo aporta con las diferentes partes de la máquina, por esta razón consideramos que la corona es la alternativa más apropiada por el motivo que existe en stock.

3.2.2 Selección de alternativas por el método de ponderación. En cada una de las partes más importantes de la máquina se ha expuesto las diferentes alternativas y sus respectivas ventajas y desventajas, en este punto vamos a ver cuál es la más óptima a

través de una comparación conceptual que evalúa cada uno de los elementos de manera independiente calificando de uno a cuatro donde se tiene el siguiente criterio.

Muy satisfactorio	4
Satisfactorio	3
Poco satisfactorio	2
Nada satisfactorio	1

Tabla 2. Valoración de alternativas

ELEMENTO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Bancada	Mesa de madera	Mesa metálica
	3	3
Posición del motor	Parte inferior de la mesa	En la mesa de trabajo
	2	3
Mecanismo de transmisión en el cabezal fijo	Cono - polea y banda plana	Cono- poleas y banda trapezoidal
	3	4
Contrapunto	Contrapunto fijo	Contrapunto móvil
	2	3
Mecanismo de movimiento del carro superior	Tornillo sin fin	Piñón cremallera
	3	3
Mecanismo de transmisión para el fresado salomónico	Por cable	Caja de cambios y cadena
	1	4
Cabezal fijo	Cojinetes – chumacera	Caja de engranajes
	3	4

Fuente: Autores

Adicionalmente se considera el factor de ponderación, tomando con este factor la importancia de cada uno de los elementos constitutivos de esta máquina colocando un porcentaje necesario tanto para el diseño como para la evaluación de los mismos.

Tabla 3. Factor de ponderación

ELEMENTO	FACTOR DE PONDERACIÓN
Bancada	0,2
Posición del motor	0,1
Mecanismo de transmisión en el cabezal fijo	0,1
Contrapunto	0,1
Mecanismo de movimiento del Carro superior	0,15
Mecanismo de transmisión para el fresado salomónico	0,2
Torno	0,15

Fuente: Autores

Tabla 4. Evaluación de alternativas por el método de ponderación

ELEMENTOS PRINCIPALES	ALTERNATIVA 1			ALTERNATIVA 2		
	Valoración	Factor de ponderación	Total parcial	Valoración	Factor de ponderación	Total parcial
Bancada	Mesa de madera		0,6	Mesa metálica		0,8
	3	0,2		4	0,2	
Posición del motor	Parte Inferior de la mesa		0,4	En la mesa de trabajo		0,3
	4	0,1		3	0,1	
Mecanismo de transmisión en el cabezal fijo	Cono - polea y banda plana		0,45	Cono- poleas y banda trapezoidal		0,6
	3	0,15		4	0,15	
Contrapunto	Contrapunto fijo		0,45	Contrapunto móvil		0,45
	3	0,15		3	0,15	
Mecanismo de movimiento del carro superior	Tornillo sin fin		0,3	Piñón cremallera		0,2
	3	0,1		2	0,1	
Mecanismo de transmisión para el fresado salomónico	Por cable		0,1	Caja de cambios y cadena		0,4
	1	0,1		4	0,1	
Cabezal fijo	Cojinetes - chumacera		0,8	Caja de engranajes		0,6
	4	0,2		3	0,2	
Total			3,1			3,45

Fuente: Autores

Al obtener la suma total se indica la calificación para cada una de las alternativas. La calificación más alta obtenida dentro de la evaluación de elementos es la de 3,45 correspondiente a la alternativa 2.

3.2.3 Matriz morfológica:




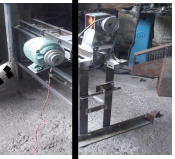
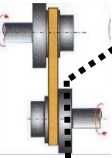
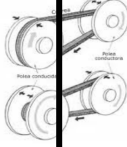


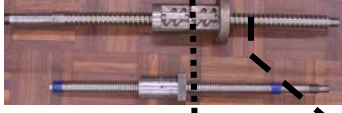
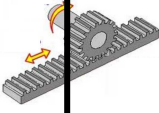
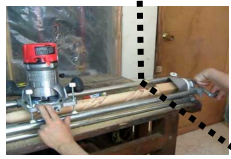



Concepto solución. Después de evaluar las alternativas de solución, se generan las siguientes rutas de solución:

Ruta solución 1
 Ruta solución 2
 Ruta solución 3

Las rutas representan la combinación de alternativas que generan un concepto solución coherente, por lo tanto la ruta 1 no tiene la mejor alternativa parcial de cada función sino las alternativas que hacen funcional el proceso, igual sucede en la ruta solución 2,3. Tomando como base la estructura de elementos funcionales

seleccionados, se realiza bosquejos de posibles soluciones para evaluar y poder elegir la mejor opción.

Tabla 5. Matriz morfológica

ELEMENTOS PRINCIPALES	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
Bancada	Mesa de madera 	Mesa metálica 
Posición del motor	Parte Inferior de la mesa 	En la mesa de trabajo 
Mecanismo de transmisión en el cabezal fijo	Cono - polea y banda plana 	Cono-poleas y banda trap. 
Contrapunto	Contrapunto fijo 	Contrapunto móvil 
Mecanismo de movimiento del carro superior	Tornillo sin fin 	Piñón cremallera 
Mecanismo de transmisión para el fresado salomónico	Por Cable 	Caja de Cambios y Cadena 
Cabezal fijo	Cojinetes – Chumacera 	Corona 

Fuente: Autores

Descripción ruta solución 1

Para este caso se tiene una mesa de madera con el motor a un costado para transmitir el movimiento por medio de banda plana y de cabezal fijo una caja de engranajes que va a ser conectado al torneado salomónico por medio de cables que da el movimiento al carro principal por medio de un tornillo sin fin, y para sujetar la madera por medio de un contrapunto fijo.

Descripción ruta solución 2

Para el desarrollo de este proceso se tiene que los equipos están colocados de forma que permita realizar el torneado salomónico de manera rápida y de fácil manejo de la máquina. Así tenemos una mesa metálica con el motor al costado cuya transmisión al cabezal fijo es por medio de banda trapezoidal a una polea colocada a una caja de engranajes, la sujeción de la madera por medio de un contrapunto móvil y el avance del carro principal ayudado por un piñón-cremallera.

Descripción ruta solución 3

Dentro de este análisis se tiene un desarrollo muy complejo debido a que los equipos van a funcionar de forma excesiva para el sistema.

Evaluación de las rutas de solución. Para seleccionar un conjunto de alternativas para el producto se ejecutaran los siguientes pasos:

Definir criterios de evaluación

Calificar alternativas

Seleccionar ruta

Reflexionar acerca de los resultados

Criterios de evaluación.La selección de los criterios de evaluación se hace a partir de las necesidades expresadas por los operarios y el beneficio que puede dar a la mecánica; pudiendo ser:

- Tamaño
- Mantenibilidad
- Eficacia
- Eficiencia

- Costo de fabricación

Calificar conceptos. Se utiliza la misma puntuación del método de ponderación:

Muy satisfactorio	4
Satisfactorio	3
Poco satisfactorio	2
Nada satisfactorio	1

Seleccionar una ruta

Tabla 6. Puntuación de rutas solución

PROPIEDAD TECNICA	PROYECTOS			
	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución ideal
Función	3	3	3	4
Diseño	2	3	2	4
Seguridad	3	3	3	4
Montaje	2	3	1	4
Rapidez	1	2	1	4
Estabilidad	3	3	3	4
Facilidad de montaje	2	3	1	4
Total	16	20	14	28

Fuente: Autores

Reflexionar sobre los resultados. Teniendo en cuenta que la ruta solución 2 es la que ofrece mejores condiciones, se puede elaborar el proyecto preliminar.

3.3 Selección de la fuente motriz

Para encontrar la fuente motriz más adecuada de acuerdo a su funcionabilidad, como en costos, se utilizó la potencia requerida, donde se analizará varios parámetros que son los siguientes:

3.3.1 Análisis de la velocidad de corte. Cuando los tornos se movían a impulso humano, la velocidad era baja e interrumpida donde las reglas más importantes para el tornero se expresan:

Mientras más altas las revoluciones por minuto, es mejor, siempre y cuando no cause otros problemas.

Al torneear madera, una velocidad de 1500rpm a 2500rpm es ideal para los trabajos de diámetros y pesos regulares, en caso de mayor peso y diámetro, una reducción es usualmente requerida. Pero la regla de torneear a la velocidad más alta que se pueda sigue siendo invaluable.

Con mayor velocidad de corte la estructura fibrosa de la madera puede aprovecharse al torneear, por lo tanto lo que se hace es cortar las fibras, no rasparlas, debido que la madera no es como los metales o plástico que son materiales homogéneos.

Como se determina en el capítulo dos, la madera es formada de múltiples fibras con espacios bastante menos densos entre ellos, cuando estas fibras pasa por el filo de la herramienta a baja velocidad es difícil de cortar, se crea calor excesivo y se desafilan las herramientas.

Al torneear una pieza de madera de 25 centímetros de diámetro o mayor a estos se puede alcanzar una velocidad de 40km/h, por lo tanto, puede ser peligroso el trabajo y se requiere más experiencia para cumplir con éxito los trabajos.

En varios tornos para madera elaborados en el país de forma artesanal con diferentes rangos de velocidad y con los valores expresados anteriormente se tiene como resultado que el número de revoluciones recomendado para el desbaste, pulido y abrillantado en las maderas son los expresados en la tabla 7.

Tabla 7. Velocidades recomendadas para trabajos en maderas.

Desbaste	1000 a	1500rpm
Pulido	1500 a	2000rpm
Abrillantado	2000 a	3000rpm

Fuente: Manual KANOVA

En la tabla 8 se expresa una aproximación de las velocidades más adecuadas para los trabajos en la madera.

Tabla 8. Selección de las velocidades de corte

RPM	DESBASTE	PULIDO Y ABRILLANTADO
0 - 500	PARA Ø > 35cm	-
500 - 1000	Demasiada vibración	-
1000 - 1500	Recomendado	Rayaduras en la superficie
1500 - 2000	-	Pulido
2000 - 3000	-	Abrillantamiento

Fuente: Manual KANOVA

Con las velocidades tomadas, se determina las velocidades lineales que se generan mediante:

$$V = \omega * r \quad (2)$$

Donde:

V = Velocidad lineal tangencial en cada cono polea (m/s)

ω = Velocidad angular (rpm)

r = Radio correspondiente a cada polea de husillo principal (plg)

El diámetro de la polea de transmisión del husillo es de $d1 = 5\text{plg}$, $d1 = 4\text{plg}$, $d1 = 3\text{plg}$

$$V_{\text{desbastado}} = \omega_{\text{desbastado}} * r_{\text{polea}}$$

$$V_{\text{desbastado}} = (1000 \text{ a } 1500)\text{rpm} * 2,5(\text{plg}) = [6,649 - 9,975] \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$V_{\text{pulido}} = \omega_{\text{pulido}} * r_{\text{pulido}}$$

$$V_{\text{pulido}} = (1500 \text{ a } 2000)\text{rpm} * 2\text{plg} = [7,979 - 9,975] \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$V_{\text{abrillantado}} = \omega_{\text{abrillantado}} * r_{\text{polea}}$$

$$V_{\text{abrillantado}} = (2000 \text{ a } 3000)\text{rpm} * 1,5\text{plg} = [7,797 - 11,969] \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

3.3.2 Potencia necesaria para el torneado. Para hallar la potencia necesaria para tornearse utilizó la siguiente ecuación:

$$W = F * v \quad (3)$$

Donde:

W = Potencia necesaria (Hp)

F = Fuerza necesaria para el cilindrado de la madera (kgf)

v = Velocidad tangencial en la polea (m/s)

Para la fuerza de corte se utilizó la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4)$$

Donde:

τ = Resistencia al corte (kg/cm^2)

F = Fuerza necesaria de corte para el tallado de la madera (kg)

A = Sección transversal de corte de la viruta (mm^2)

3.3.3 Resistencia de corte. Como la madera no es homogénea debido a que sus fibras se orientan con el eje longitudinal de la pieza, presenta distintas resistencias al corte, la menor es aquella paralela a las fibras, y perpendicularmente a las fibras la resistencia es de 3 a 4 veces mayor que en la dirección paralela. En probetas sometidas a corte paralelo, varía entre 25 y 200 kg/cm² en promedio, que es mayor en la dirección radial que en la tangencial.

3.3.4 Sección transversal de la viruta. La sección transversal de la viruta representa la que mayor profundidad y espesor tenga, como se observa en la figura 29.

$$A = t * d_1 \quad (5)$$

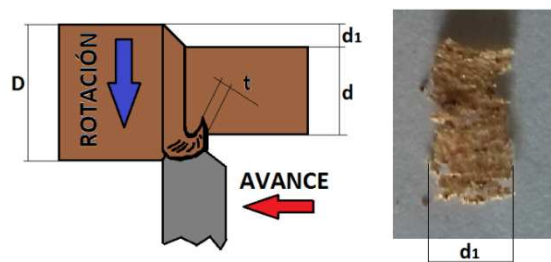
Donde:

A = Sección transversal de corte de la viruta (mm²)

t = Espesor de la viruta (mm)

d₁ = Profundidad (mm)

Figura 29. Sección transversal de la viruta.



Fuente: Autores

$$d_1 = D - d$$

$$d_1 = 4,22 \text{ (mm)}$$

$$t = 0,16 \text{ (mm)}$$

$$A = 5,72 * 0,18 = 0,6752 \text{ (mm}^2\text{)}$$

De la ecuación 4 se tiene:

$$F = \tau * A$$

$$F = (4 * 200) \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) * 0,006752 \text{ (cm}^2\text{)} = 5,752 \text{ (kg)}$$

Con esta fuerza se determinó la potencia con que debe trabajar el motor eléctrico más adecuado. Para la potencia necesaria se utilizó la ecuación 3.

$$W = F * v$$

$$W_{Des} = 5,402 \text{ (kg)} * (6,649 \text{ a } 9,975) \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = (0,0481 \text{ a } 0,708) \text{ (Hp)}$$

$$W_{Pul} = 5,402 \text{ (kg)} * (7,979 \text{ a } 10,639) \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = (0,575 \text{ a } 0,766) \text{ (Hp)}$$

$$W_{Abri} = 5,402 \text{ (kg)} * (7,979 \text{ a } 11,969) \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = (0,575 \text{ a } 0,862) \text{ (Hp)}$$

Se tomó la potencia de 0,862 Hp, considerando un factor de seguridad de 1,16 por envejecimiento, sobrecargas, fallas en rodamientos y otras causas.

$$W = n * W_{cal} \quad (6)$$

Donde:

W = Potencia necesaria (Hp)

n = Factor de seguridad

W_{cal} = Potencia Calculada (Hp)

$$W = 1.16 * 0.862 \text{ (Hp)} = 0.99992 \text{ (Hp)} \cong 1 \text{ (Hp)}$$

Con la potencia de 1 Hp se determina un motor de marca WEG (ver **ANEXO A**) que tiene las siguientes características generales:

Rotor tipo jaula de ardilla

Arranque con capacitor

Rodamientos de bolas

Abiertos a pruebas de goteo (APG / ODP) – IP21

Aislamiento clase B

Tensión 127V y 127/220V

Armazón de lámina rolada

Servicio continuo

Color negro

Potencia: 1 Hp

Número de polos: 4

Código de referencia: 001180S1P56

Velocidad: 1730 rpm

3.4 Selección de la banda

Para seleccionar la banda más correcta y su buen funcionamiento, se realizó el análisis siguiente:

Con la potencia de 1 Hp y 1730 rpm que tiene el motor se analizó las velocidades angulares en el husillo principal, las dos poleas constan con los diámetros de 3, 4 y 5 pulgadas tipo caracol para mantener las distancias entre centros.

$$d_1 = 3\text{plg} = 76,2\text{mm}$$

$$d_4 = 5\text{plg} = 127\text{mm}$$

$$d_2 = 4\text{plg} = 101,6\text{mm}$$

$$d_5 = 4\text{plg} = 101,6\text{mm}$$

$$d_3 = 5\text{plg} = 127\text{mm}$$

$$d_6 = 3\text{plg} = 76,2\text{mm}$$

Figura 30. Poleas de motor y husillo.



Fuente: Autores.

3.4.1 Relación de transmisión. La relación de transmisión correspondiente entre las dos poleas se expresa:

$$N_m * d_m = N_o * d_o \quad (7)$$

$$i = \frac{N_m}{N_o} = \frac{d_o}{d_m} \quad (8)$$

Donde:

N_m = Velocidad angular de la polea motriz (rpm)

d_m = Diámetro de la polea motriz (plg o mm)

N_o = Velocidad angular de la polea conducida (rpm)

d_o = Diámetro de la polea conducida (plg o mm)

Las velocidades en el husillo para el desbaste, pulido y abrillantado son:

$$n_4 = \frac{n_1 * d_1}{d_4} = \frac{1730 \text{ (rpm)} * 3(\text{plg})}{5(\text{plg})} = 1038 \text{ (rpm)}$$

$$n_5 = \frac{n_2 * d_2}{d_5} = \frac{1730 \text{ (rpm)} * 4(\text{plg})}{4(\text{plg})} = 1730 \text{ (rpm)}$$

$$n_6 = \frac{n_1 * d_1}{d_4} = \frac{1730 \text{ (rpm)} * 5(\text{plg})}{3(\text{plg})} = 2883 \text{ (rpm)}$$

Motor = 1730 rpm

Husillo principal =

Desbastado: 1038 rpm

Pulido: 1730 rpm

Abrillantado: 2883 rpm

Los conos de poleas (poleas caracol) son de:

Material: Aluminio fundido T6

Propiedades: Resistencia a la fluencia 25kpsi

Resistencia última 36kpsi

La relación de transmisión para cada par de poleas es:

$$\text{Desbaste } i_1 = \frac{d_4}{d_1} = \frac{5}{3} = 1,667$$

$$\text{Pulido } i_2 = \frac{d_5}{d_2} = \frac{4}{4} = 1$$

$$\text{Abrillantado } i_3 = \frac{d_3}{d_6} = \frac{5}{3} = 1,667$$

El funcionamiento más adecuado en la relación de transmisión es de 1 a 6, el cual está dentro del rango para continuar con el cálculo.

3.4.2 Potencia de diseño corregida. Las máquinas tienen formas particulares de funcionamiento, para lo cual se deben prevenir fallas por golpes, tirones o vibraciones y algunas en su funcionamiento son más suaves que otras o tiene un impulso inicial o un giro a tirones. Es necesario el uso de un factor de servicio para obtener la potencia de diseño.

$$P_D = P * C_1 \quad (9)$$

Donde:

P_D = Potencia de diseño corregida (Hp).

P = Potencia del motor a transmitir (Hp).

C_1 = Factor de servicio. **ANEXO B**

El factor de servicio considerado para un motor eléctrico de corriente alterna monofásica, para máquinas y herramientas se tiene de 1,2 a 1,4. Del cual se tomó el valor de 1,4 para el cálculo:

$$P_D = 1,4 * 1(\text{Hp})$$

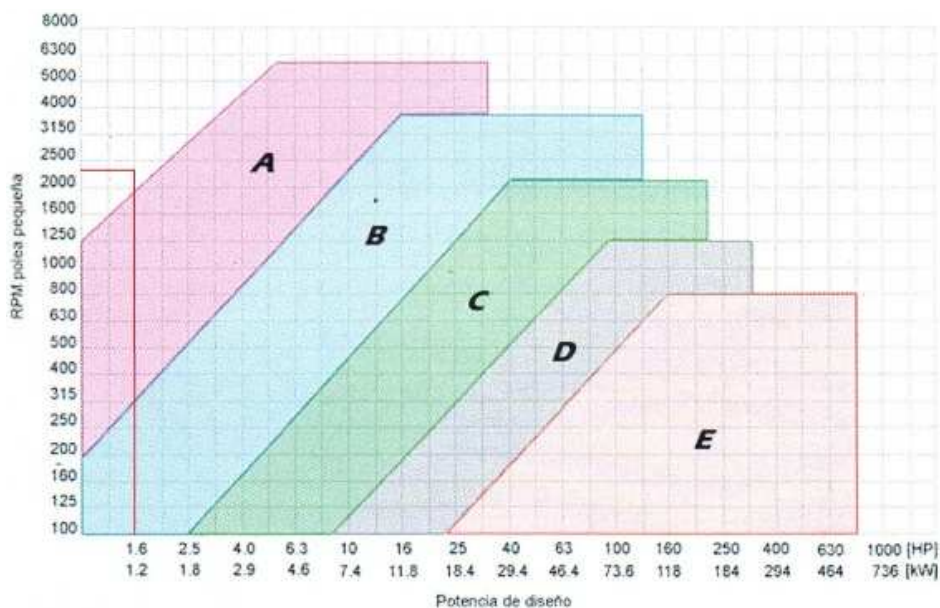
$$P_D = 1,4 (\text{Hp}) \cong 105 \left(\text{kg} \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

3.4.3 Selección de la correa más adecuada. La potencia de diseño y la velocidad del eje más rápida, determinan la correa más adecuada:

Eje = 2883 rpm

$P_D = 1.4 \text{ Hp}$

Figura 31. Curvas de selección del perfil de correa.



Fuente: PIRRELLI. Catálogo de correas trapeciales oleostático

La selección más próxima de la banda es de tipo A.

Identificación de las poleas y correas a utilizar

Con las relaciones de transmisión obtenidas anteriormente se trabajó con las poleas caracol de diámetros recomendados así la polea de 3plg (76,2mm).

Distancia entre ejes

La distancia entre ejes tiene que cumplir la condición que debe ser mayor o igual al diámetro de la polea mayor (D_p) pero no menos o igual a 3 ($D_p + d_4$).

$$d_1 = D_p = 5plg = 127 \text{ (mm)}$$

$$d_1 = d_p = 3plg = 76,2 \text{ (mm)}$$

$$3(D_p + d_4) = 3(127 + 76,2) = 609,6 \text{ (mm)} = 60,96 \text{ (cm)}$$

Donde:

i = Relación de transmisión

D_p = Diámetro de la polea mayor - conducida (mm)

d_p = Diámetro de la polea menor - motriz (mm)

C = distancia tentativa entre centros (mm)

- Para i entre 1 a 3:

$$C \geq \frac{(i+1) \cdot d_p}{2} + d_p \quad (10)$$

- Para i mayor que 3:

$$C \geq D_p \quad (11)$$

Como el valor de $i < 3$ entonces se aplica la ecuación 10:

$$C \geq \frac{(i + 1) \cdot d_p}{2} + d_p = \frac{(1,667 + 1) \cdot 76,2}{2} + 76,2 = 177,813 \text{ (mm)} = 17,7813 \text{ (cm)}$$

La distancia tentativa entre centros es de 17.781cm entre el eje del motor y el husillo principal, la distancia a considerar es de 17.781cm hasta 45cm debido a que se colocara un templador, por consiguiente se tomó la distancia entre centros de 43cm.

Longitud primitiva de la correa

Ahora se calcula el largo aproximado de la correa que se necesita con:

$C = 43 \text{ cm}$

$$L = \left((2 * C) * (1,57 * (D_p + d_p)) \right) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C} \quad (12)$$

$$L = ((2 * 430) * (1,57 * (127 + 76,2))) + \frac{(127 - 76,2)^2}{4(43)}$$

$$L = 1180,524 \text{ (mm)}$$

El **ANEXO C** presenta el número de correa y su longitud, lo que se tiene:

Perfil A

Número = N 46

Longitud Nominal = Ln 1198 mm

La distancia entre centros corregida (Cc) es:

- Si $L < L_n$ (+)
- Si $L > L_n$ (-)

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right| \quad (13)$$

$$C_{c1} = 430 + \left| \frac{1180,524 - 1198}{2} \right| = 438,738 \text{ (mm)}$$

Se considera colocar un templador en la base del motor.

Ángulo de contacto menor

$$\alpha_1 = 180 - 57 \left(\frac{D_p - d_p}{2C_c} \right) > 120 \quad (14)$$

$$\alpha_1 = 180 - 57 \left(\frac{127 - 76,2}{438,738} \right) = 173,4^\circ > 120^\circ$$

Potencia transmitida por la correa y factores de corrección

P_1 = Potencia que transmite una sola correa (Hp)

C_{c1} = Factor de corrección

Con el diámetro de la polea menor, el número de revoluciones en el husillo y la relación de transmisión se ingresa a la tabla correspondiente (**ANEXO D**) a la sección de correa utilizada se obtiene para ello la potencia capaz de conducir una sola correa P_1 en Hp, la cual se compara con la potencia de diseño para calcular el número de correas necesarias en su transmisión.

$d_p = 3$ plg.

$i = 1,667$

Número de revoluciones de la polea más rápida = 2883 rpm

Interpolando entre los límites se obtuvo el valor de P_1 :

Para 2800 rpm		Para 3200 rpm	
i	Potencias (Hp)	i	Potencias (Hp)
1,5	2,22	1,5	2,36
1,667	$P_{1(2800)} = 2,229$	1,667	$P_{1(3200)} = 2,368$
3	2,30	3	2,43

RPM	P_1 (Hp)
2800	2,229
2883	P_1
3200	2,368

Entonces el valor de $P_1 = 2.255$ Hp.

Factor C_2 (ANEXO D). El factor de corrección C_2 en la correa $N^\circ = 46$ y con $L_n = 1198$ mm el valor es 0,92.

Factor C_3 (ANEXO D). El factor de corrección C_3 considera el arco de contacto entre la correa y las poleas que limita la capacidad de transmisión, ya que este es un sistema que trabaja por fricción.

Ángulo de contacto menor (°)	Factor de corrección C_3
174°	0,99
173.4°	$C_3 = 0,988$
169°	0,97

Se obtiene el valor de $C_3 = 0,988$

Cantidad de correas necesarias

Por lo tanto el número de correas se obtiene con la siguiente ecuación:

$$z = \frac{P_D}{C_2 C_3 P_1} \quad (15)$$

$$z = \frac{1,4 \text{ (Hp)}}{0,92 * 0,988 * 2,255 \text{ (Hp)}} = 0,683 \text{ (correas)}$$

Se tiene 0,683 correas cuyo valor aproximado es 1 correa.

Velocidad de la banda

La velocidad que tiene la banda se puede determinar con la ecuación 2:

$$v = \omega * r$$

$$v = 2875 \left(\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) * 1,5 \text{ (plg)} = 11,47 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) [\text{Husillo}]$$

$$v = 1725 \left(\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) * 2,5 \text{ (plg)} = 11,47 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \quad [\text{Motor}]$$

$$v_{\text{max}} \geq v = 11,47 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$v_{\text{max}} = 25 \text{ a } 30 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \text{ Para correas de perfil normal}$$

$$v_{\text{max}} = 35 \text{ a } 45 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \text{ Para correas de perfil estrecho}$$

Ciclos de flexión por segundo

Las flexiones sufridas por la correa al doblarse sobre las poleas pueden tener influencia en el calentamiento de la correa y en la vida útil. Para todo esto las correas no deben superar ciertos valores de flexión por segundo.

$$i_f = 1000 * n_p * \frac{v}{L_n} \quad (16)$$

Donde:

i_f = Flexiones por segundo de un segmento de correa (seg^{-1})

n_p = Cantidad de poleas en contacto con la correa

v = Velocidad de la correa (m/s)

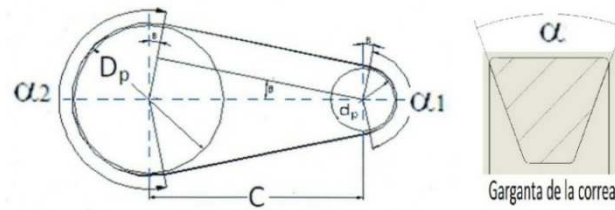
L_n = Longitud normalizada de la correa (mm)

$$i_f = 1000 * 2 * \frac{11,471 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}{1325 \text{ (mm)}}$$

$$i_f = 17,315 \text{ (seg}^{-1}\text{)}$$

Relación de tensiones y fuerzas sobre el eje

Figura 32. Ángulos de contacto sobre los ejes



Fuente: PIRRELLI. Catálogo de correas trapeciales oleostatic.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{f\theta}{\sin(\frac{\alpha}{2})}} \quad (17)$$

Donde

T_1 = Fuerza en el lado tirante (N)

T_2 = Fuerza en el lado flojo (N)

f = Coeficiente de rozamiento (0 – 0,3)

θ = Ángulo de contacto en el lado conducido = α_1 (rad)

$\alpha = 38^\circ$ = Ángulo de la garganta de la correa en grados

Se determina el T_c en la correa:

$$T_c = \rho * v^2 \quad (18)$$

Donde:

T_c = Tensión calculada en la correa (N)

ρ = Peso de la correa de acuerdo al perfil (kg/m)

v = Velocidad de la correa (m/s)

$$\rho = 0,11 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) \quad (\text{ANEXO E})$$

$$v = 11,471 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$T_c = 14,474 \text{ (N)}$$

El ángulo de contacto para el caculo de las tensiones, donde:

B = Ángulo de contacto de la correa en la polea donde se calcula las tensiones (°)

$$B = 57 \left(\frac{D_p - d_p}{2Cc} \right) \quad (19)$$

$$B = 57 \left(\frac{127 - 76,2}{438,738} \right) = 6,599$$

Aplicando los datos calculados:

$$\theta = \alpha_1 = 173,4^\circ = 3,026 \text{ (rad)}$$

$$\frac{T_1 - T_c}{T_2 - T_c} = e^{\frac{f \theta}{\text{sen}(\frac{\alpha}{2})}} \quad (20)$$

$$\frac{T_1 - 14,474}{T_2 - 14,474} = 16,254$$

$$P = (T_1 - T_2) * v \quad (21)$$

$$T_1 - T_2 = \frac{P}{v} = \frac{1(\text{Hp}) * 746(\text{watts}) * (\text{N}) * (\text{m})}{11,471 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) * 1(\text{Hp}) * (\text{watts}) * (\text{s})}$$

$$T_1 - T_2 = 65,034 \text{ (N)}$$

$$T_1 = 65,034 \text{ (N)} + T_2$$

Remplazando en la ecuación 20:

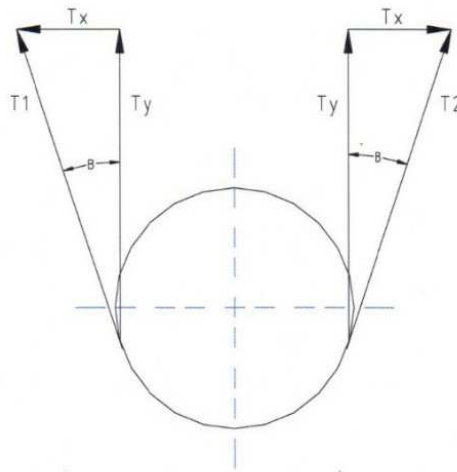
$$65,034 + T_2 - 14,474 = 16,254 T_2 - 235,26$$

$$15,254 T_2 = 285,82$$

$$T_2 = 18,737 \text{ (N)} \rightarrow \text{lado flojo}$$

$$T_1 = 83,771 \text{ (N)} \rightarrow \text{lado tenso}$$

Figura 33. Tensión en la polea.



Fuente: Autores

Lado tenso

$$T_{x1} = 83,771 * \text{sen}(5,791)$$

$$T_{y1} = 83,771 * \text{cos}(5,791)$$

$$T_{x1} = 8,452 \text{ (N)}$$

$$T_{y1} = 83,344 \text{ (N)}$$

Lado flojo

$$T_{x2} = 18,737 \text{ sen}(5,791)$$

$$T_{y2} = 18,737 * \text{cos}(5,791)$$

$$T_{x2} = 1,854 \text{ (N)}$$

$$T_{y2} = 18,279 \text{ (N)}$$

$$T_{xR} = T_{x1} - T_{x2}$$

$$T_{xR} = 6,598 \text{ (N)}$$

$$T_{yR} = T_{y1} - T_{y2}$$

$$T_{yR} = 101,623 \text{ (N)}$$

$$F_R = \sqrt{T_{xR}^2 + T_{yR}^2}$$

$$F_R = 101,836 \text{ (N)}$$

$$T = (T_1 - T_2) * \frac{D_p}{2}$$

$$T = 65,034 \text{ (N)} * \frac{127 \text{ (mm)}}{2}$$

$$T = 4,129 \text{ (N m)}$$

Para lo cual el torque en la polea más pequeña es de 4,129Nm.

Vida útil

Para la planificación del mantenimiento es muy útil saber la durabilidad de la correa a utilizarse.

$$H = 1477 \frac{Ln^{1,25}}{V} \left[\frac{T_f^m}{T_1^m + T_2^m} \right] \quad (22)$$

Donde:

H = Vida útil (Horas)

Ln = Longitud de la correa (mm)

V = Velocidad (m/s)

T_f = Fuerza limite por fatiga (N) (**ANEXO E**)

T_1, T_2 = Fuerzas de la correa (N)

m = Exponente de la curva de fatiga (**ANEXO E**).

$$H = 1477 \frac{1325^{1,25}}{11,471} \left[\frac{[4,18 (N)]^6}{[83,696(N)]^6 + [18,662(N)]^6} \right] = 1,0448 * 10^6 \text{ (Horas)}$$

Tensión estática

Para el cálculo de la tensión estática se recomienda partir de un control de la deformación de la correa y a carga baja se aplique el método de la fuerza constante, la deflexión debe tener un valor de 16mm por metro de longitud en canal donde es realizado el control.

$$y = t * \frac{16}{1000} \quad (23)$$

Donde

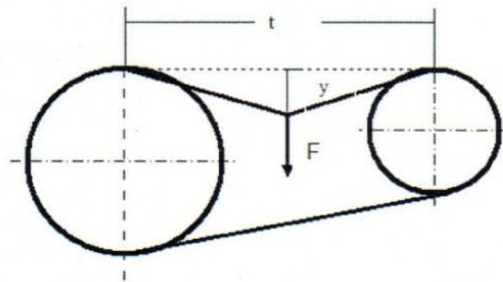
y = Deflexión de la correa (mm)

t = Longitud del canal(mm)

$$y = 500 * \frac{16}{1000}$$

$$y = 8 \text{ (mm)}$$

Figura 34. Tensión estática de la banda.



Fuente: PIRRELLI. Catálogo de correas trapeciales oleostatic.

Se debe aplicar 8mm de deflexión de la correa.

3.5 Parámetros geométricos

De acuerdo con el espacio necesario y disponible para la ubicación e instalación de la máquina además tomando en consideración las condiciones de espacio y

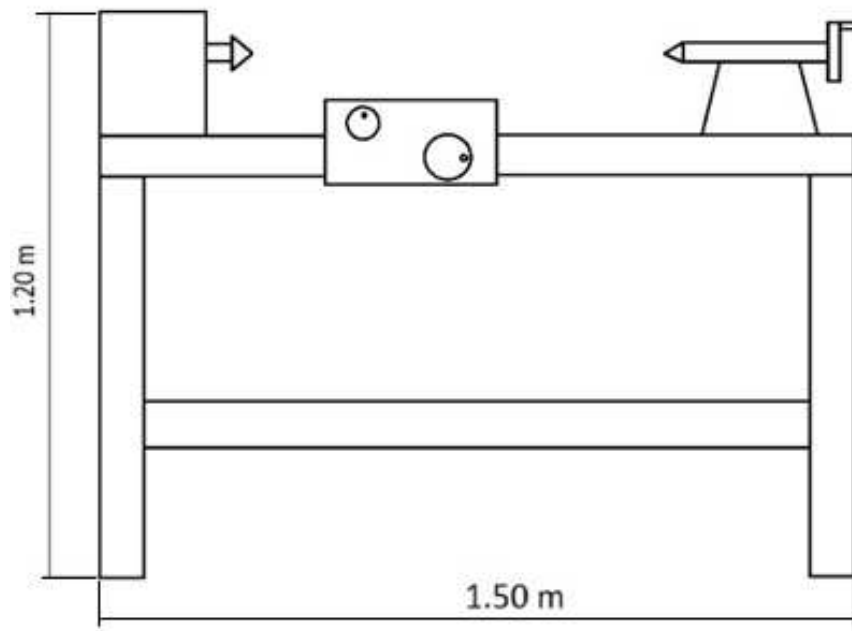
estética. Considerando que en la máquina pueden trabajar 2 o más personas de estatura promedio, se plantea las siguientes dimensiones:

Ancho = 500mm

Longitud = 1500mm

Alto = 1200mm

Figura 35. Parámetros geométricos.



Fuente: Autores.

Se proyecta también trabajar con pequeñas piezas artesanales como platos, ceniceros, juguetes, entre otros. Para lo cual determinamos una longitud entre puntos de 1m y un radio de volteo de 0,15m.

3.6 Análisis y diseño mecánico de los elementos de máquina

Los elementos que fueron aportados por el ente de financiamiento son: la caja de engranajes que servirá como cabezal fijo, delantal o carro superior y cabezal móvil o contrapunto.

El fin por la que se construye esta máquina es el torneado salomónico función para la cual se diseña un mecanismo que realice este tipo de torneado evitando el esfuerzo humano, de este modo se decide colocar una transmisión por poleas y cadenas conectados directamente al carro principal y una caja de cambios.

3.6.1 Caja de engranajes.La caja de engranajes servirá como cabezal fijo.

Características:

1. Tiene la función de los ángulos rectos, cambiar las direcciones de transmisión
2. Consta de 3 vías,
3. Los engranajes cónicos son de capacidad operacional flexible con transmisión de alto esfuerzo de torsión.
4. Relación de velocidad es de 1:1
5. La eficiencia de transmisión de 95%

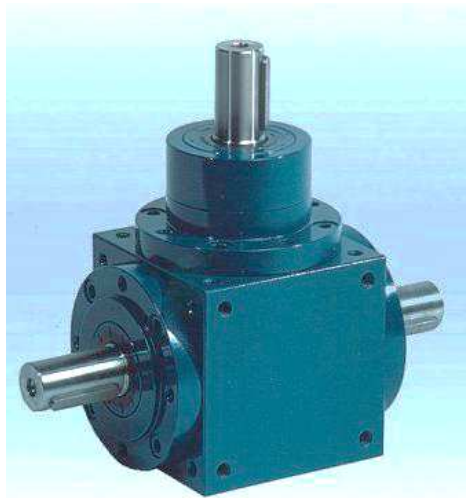
Configuración:

La caja está configurada por engranajes cónicos espirales, rodamientos, carcasa, sellos de aceite, eje de entrada y salida.

Materiales:

- Engranajes cónicos: Aleación de acero endurecido, de alta rigidez y de alta resistencia al desgaste.
- Rodamientos: Rodamientos de rodillos cónicos, el lado del motor tiene el par más grande.
- Carcasa: Hierro fundido
- Eje de entrada y salida: S45C tratado a calor

Figura 36. Caja de engranajes

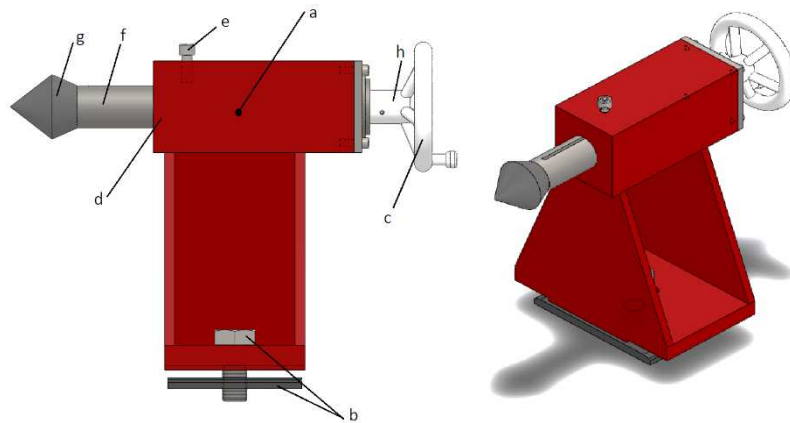


Fuente: <http://spanish.alibaba.com/product-gs/right-angle-spiral-bevel-gear-box-240290628.html>

3.6.2 Cabezal móvil o contrapunto. El funcionamiento del contrapunto es sujetar las piezas convenientemente para realizar el trabajo de torneado, para sujetar se debe girar el volante en sentido horario, por lo que el casquillo empujado por el usillo avanza y con el contrapunto hasta llegar a la presión requerida sobre la madera que se va a tornear, finalmente se ajusta el prisionero para fijar la posición del casquillo, el cabezal móvil consta de las siguientes partes:

- a) *El pedestal:* es de acero 1020 con guías conformadas en la parte baja y en la parte superior esta la base del cilindro.
- b) *Perno de fijación del cabezal móvil:* El perno es M22, al realizar el ajuste se fija directamente en la bancada del torno.
- c) *Volante de accionamiento del husillo del casquillo:* Este elemento del contrapunto es el que esta acoplado al husillo del casquillo.
- d) *El cilindro:* En esta parte es donde se aloja el husillo del casquillo.
- e) *El prisionero del casquillo:* Este prisionero está dispuesto para impedir el movimiento de avance o retorno del casquillo.
- f) *El casquillo:* este casquillo consta de un cono morse N° 2 que sirve para alojar el contrapunto en la parte posterior del husillo, consta de una rosca M19 de perfil cuadrado con paso de 4,5mm.
- g) *Contrapunto:* Es una herramienta que tiene la forma de una punta sirve para la sujeción de la pieza a ser torneada, consta de un cono morse N°2 que permite el ajuste en el casquillo.
- h) *Husillo de casquillo:* Permite la salida del casquillo así como el retorno del mismo, es de 19 mm con rosca de las mismas especificaciones del casquillo, se mueve mediante el volante de accionamiento.
- i) *Cono Morse N°2:* Es un acoplamiento cónico que es muy utilizado en diferentes máquinas herramientas especialmente en tornos y taladros. Para facilitar el uso las dimensiones está en mm, las medidas fundamentales de los diferentes conos Morse se muestran en el **ANEXO F**.

Figura 37. Cabezal móvil.



Fuente: Autores

3.6.3 Carro principal. Es llamado también delantal o carro longitudinal, se desliza sobre la parte superior de las guías de la bancada, tiene un peso de 30 Kg, es de fundición de hierro gris, consta de tres partes principales que son:

- a) *Delantal:* Es la base del carro principal, se montado sobre las guías de la bancada cuyo avance longitudinal se da por un piñón y cremallera conectado a un volante. Es de hierro fundido gris.
- b) *Carro Transversal:* Se mueve perpendicularmente al delantal de forma manual al girar el volante, en este se encuentra la base portaherramientas.
- c) *Base portaherramientas:* Permite el montaje de varios elementos los cuales ayudará al torneado total de la madera, herramientas como la telera, la base del Router y el porta cuchillas, mismos que al girar nos permitirá determinar el ángulo de incidencia en el material a tornearse.

3.6.3.1 Análisis de fuerzas en el carro principal. Datos obtenidos de forma experimental:

Fuerza de trabajo neto (experimental)

$$F_{TN} = 30\text{kgf.}$$

Factor de seguridad

$\eta = 1.3$ (por elementos que se incrustan entre el carro principal y las guías de la bancada en el movimiento de translación).

Tiempo de trabajo (experimental) $t_T = 4$ min (para un espiral en una longitud de un metro de madera).

$t_T = 10$ min (para cuatro espirales en una longitud de un metro de madera).

Los tiempos son considerados para maderas con un esfuerzo de corte paralelo a las fibras de 200 Kg/cm^2 .

Velocidad de trabajo (experimental) $v_T = 25 \text{ cm/min} = 0,004167 \text{ m/s}$ (para un espiral en una longitud de un metro de madera).

$v_T = 10 \text{ cm/min} = 0,001667 \text{ m/s}$ (para cuatro espirales en una longitud de un metro de madera).

Fuerza neta calculado

$$F_n = F_{TN} * \eta \quad (24)$$

$$F_n = 1,3 * 30 \text{ (kgf)}$$

$$F_n = 39 \text{ (kgf)} = 382.59 \text{ (N)}$$

3.6.3.2 Cálculo de potencia en el carro principal:

$$P_T = F_n * v_T \quad (25)$$

Donde:

P_T = Potencia de trabajo (W)

F_n = Fuerza neta (N)

v_T = velocidad de trabajo (m/s)

$$P_T = 382,59 \text{ (N)} * 0,004167 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$P_T = 1,594 \text{ (W)}$$

Para un espiral en una longitud de un metro de madera.

$$P_T = 382,59 \text{ (N)} * 0,001667 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$P_T = 0,638 \text{ (W)}$$

Para cuatro espirales en una longitud un metro de madera.

Se toma la potencia de trabajo de 1,594 W para realizar los cálculos debido a que es la velocidad máxima de trabajo.

3.6.3.3 Análisis del avance del carro principal:

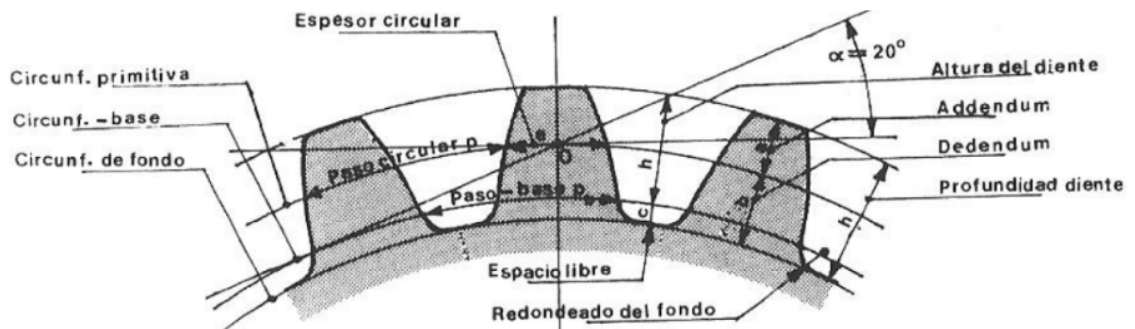
Transmisión piñón – cremallera

Para el cálculo del piñón y la cremallera se consideró los siguientes datos:

Módulo = 1,5

Número de dientes del piñón = 22

Figura 38. Dimensiones de los dientes de módulos normales.



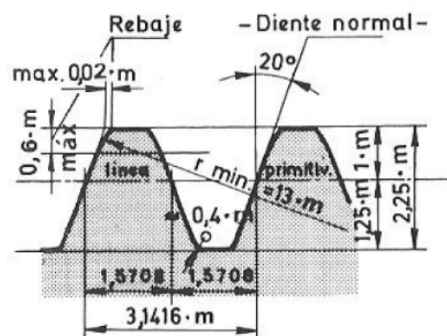
Fuente: LARBURU N. 2001. Prontuario de máquinas

Cremallera con un módulo de 1,5

Longitud de la cremallera = 1,20 m

Número de dientes para el cálculo se considera infinito

Figura 39. Dimensiones de la cremallera – tipo.



Fuente: LARBURU N. 2001. Prontuario de máquinas

Especificaciones:

m = Módulo

z = Número de dientes

d = Diámetro primitivo (mm)

a = Addendum (cabeza del diente) (mm)

b = Dedendum (pie del diente) (mm)

c = Espacio libre del fondo (mm)

h = Profundidad del diente (mm)

p = Paso circular del diente (mm)

e = Espesor de diente (mm)

d_E = Diámetro exterior (mm)

d_B = Diámetro base (mm)

α = Ángulo de presión 20° (recomendado para engranajes de diente normal)

d_F = diámetro de fondo (mm)

B = Longitud del diente (mm)

R = Rebaje (mm)

r = Radio mínimo (mm)

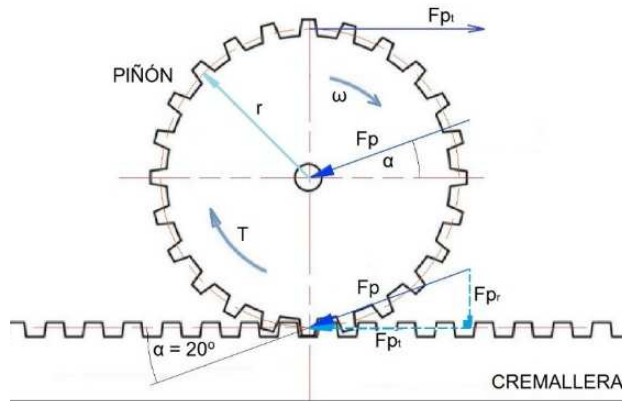
Tabla 9. Dimensionamiento del piñón y cremallera

	PIÑÓN	CREMALLERA
$m = d / z$	1,5	1,5
$z = d / m$	22	cálculo infinito
$d = m * z$	33 (mm)	-----
$a = 1 * m$	1,5 (mm)	1,5 (mm)
$b = 1,25 * m$	1,875 (mm)	1,875 (mm)
$c = 0,25 * m$ (piñón) $c = 0,4 * m$ (cremallera)	0,375 (mm)	0,6 (mm)
$h = 2,25 * m$	3,375 (mm)	3,375 (mm)
$p = \pi * m$	4,712 (mm)	4,712 (mm)
$e = (\pi * m) / 2$	2,356 (mm)	2,356 (mm)
$d_E = m (z + 2)$	36 (mm)	-----
$d_B = d \cos \alpha$ $\alpha = 20^\circ$	31 (mm)	-----
$d_F = m (z - 2,5)$	29,250 (mm)	-----
$B = (8 \text{ a } 10) * m$	15 (mm)	15 (mm)
$R_{\max} = 0.02 * m$	-----	0,032 (mm)
$R_{\min} = 0.6 * m$	-----	0,9 (mm)
$r = 13 * m$	-----	19,5 (mm)

Fuente: Autores

Torque y fuerza en la transmisión piñón - cremallera

Figura 40. Torque y fuerza que ejerce en el piñón y en la cremallera.



Fuente: Autores

Con la velocidad de trabajo se obtuvo la velocidad angular requerida.

$$v_T = \omega_p * \frac{d}{2} \quad (26)$$

Donde:

v_T = Velocidad de trabajo 25cm/min

ω_p = Velocidad angular del piñón (rpm)

d = Diámetro primitivo del piñón 3.3cm

$$\omega_p = \frac{2 * 25 \left(\frac{\text{cm}}{\text{min}} \right)}{3,3 \text{ (cm)}}$$

$$\omega_p = 15,152 \left(\frac{1}{\text{min}} \right) = 0,253 \left(\frac{1}{\text{s}} \right) = 2,412 \text{ (rpm)}$$

Para hallar el torque se parte de:

$$P_T = T_p * \omega_p \quad (27)$$

Donde:

T_p = Torque en el piñón (N m)

$$T_p = \frac{1,594 \text{ (W)}}{0,253 \left(\frac{1}{\text{s}} \right)}$$

$$T_p = 6,3004 \text{ N m}$$

El valor de $\omega_p = 2,412 \text{ rpm}$ y $T_p = 6,3004 \text{ Nm}$ servirá para una posible automatización.

Las fuerzas ejercidas en el piñón y en la cremallera.

$$T_p = F_{p_t} * \frac{d}{2} \quad (28)$$

Donde:

F_{p_t} = Fuerza tangencial del piñón (N)

$$F_{p_t} = \frac{2 * 6,3004 \text{ (N m)}}{0,033 \text{ (m)}}$$

$$F_{p_t} = 381,842 \text{ (N)}$$

F_{p_r} = Fuerza radial del piñón (N)

$$F_{p_r} = F_{p_t} * \tan \alpha$$

$$F_{p_r} = 381,842 \text{ (N)} * \tan 20^\circ$$

$$F_{p_r} = 138,979 \text{ (N)}$$

F_p = Fuerza total en el piñón (N)

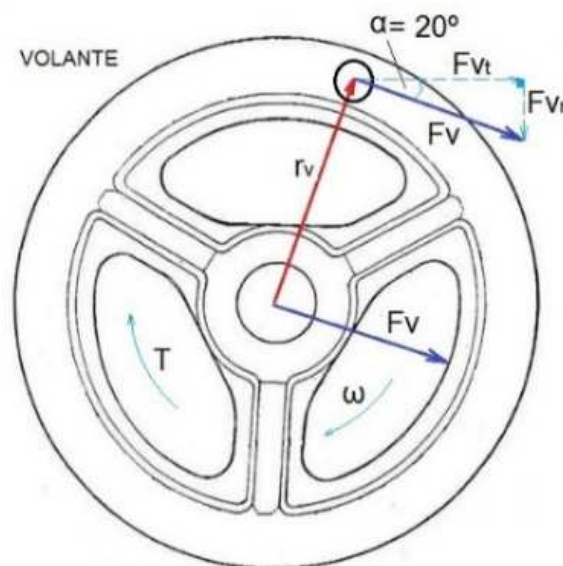
$$F_p = \sqrt{F_{p_t}^2 + F_{p_r}^2}$$

$$F_p = \sqrt{[381,842 \text{ (N)}]^2 + [138,979 \text{ (N)}]^2}$$

$$F_p = 406,348 \text{ (N)}$$

Torque y fuerza en el volante de avance

Figura 41. Torque y fuerza en el volante que da avance al carro principal.



Fuente: Autores

Para este análisis se consideró que velocidad angular del piñón es igual a la velocidad angular del volante con un torque igual.

$$\omega_p = \omega_v = 2,412 \text{ (rpm)}$$

$$T_p = T_v = 6,3004 \text{ (N m)}$$

Fuerzas ejercidas en el volante se determina partiendo de la ecuación 28.

$$T_v = F_{v_t} * \frac{dv}{2}$$

Donde:

T_v = Torque en el volante (N m)

F_{v_t} = Fuerza tangencial del volante (N)

dv = Diámetro del volante = 14 cm

$$F_{v_t} = \frac{2 * 6,3004 \text{ (N m)}}{0,14 \text{ (m)}}$$

$$F_{v_t} = 90 \text{ (N)}$$

F_{v_r} = Fuerza radial del volante (N)

$$F_{v_r} = F_{v_t} * \tan \alpha$$

$$F_{p_r} = 90 \text{ (N)} * \tan 20^\circ$$

$$F_{p_r} = 32,757 \text{ (N)}$$

F_v = Fuerza total en el volante (N)

$$F_v = \sqrt{F_{v_t}^2 + F_{v_r}^2}$$

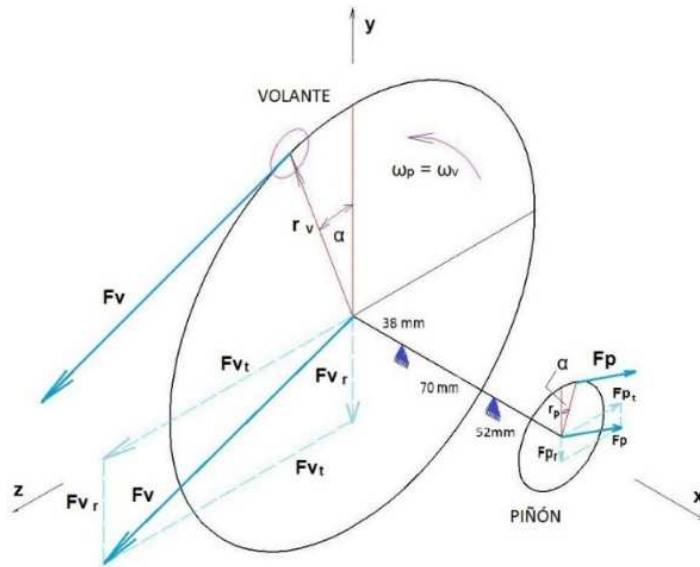
$$F_v = \sqrt{[90 \text{ (N)}]^2 + [32,757 \text{ (N)}]^2}$$

$$F_v = 95,776 \text{ (N)}$$

Torque y fuerzas aplicadas en el eje para el avance del carro principal

Análisis de los máximos esfuerzos.

Figura 42. Fuerzas en el eje del carro principal.



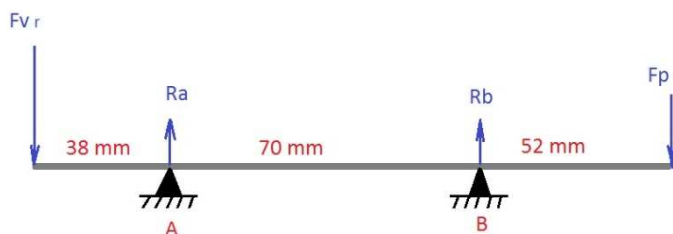
Fuente: Autores

Plano x-y

$$F_{p_r} = 138,979 \text{ (N)}$$

$$F_{v_r} = 32,757 \text{ (N)}$$

Figura 43. Diagrama de cuerpo libre plano x-y, eje de avance del carro principal



Fuente: Autores

$$\sum M_A = 0 \quad \curvearrowright$$

$$F_{v_r}(38 \text{ mm}) + R_b (70 \text{ mm}) - F_{p_r}(122 \text{ mm}) = 0$$

$$32,757 \text{ N} (38 \text{ mm}) + R_b (70 \text{ mm}) - 138,979 \text{ N} (122 \text{ mm}) = 0$$

$$R_b = 224,438 \text{ (N)} \quad \text{Reacción en el punto B}$$

$$\sum F_{xy} = 0 \quad \uparrow$$

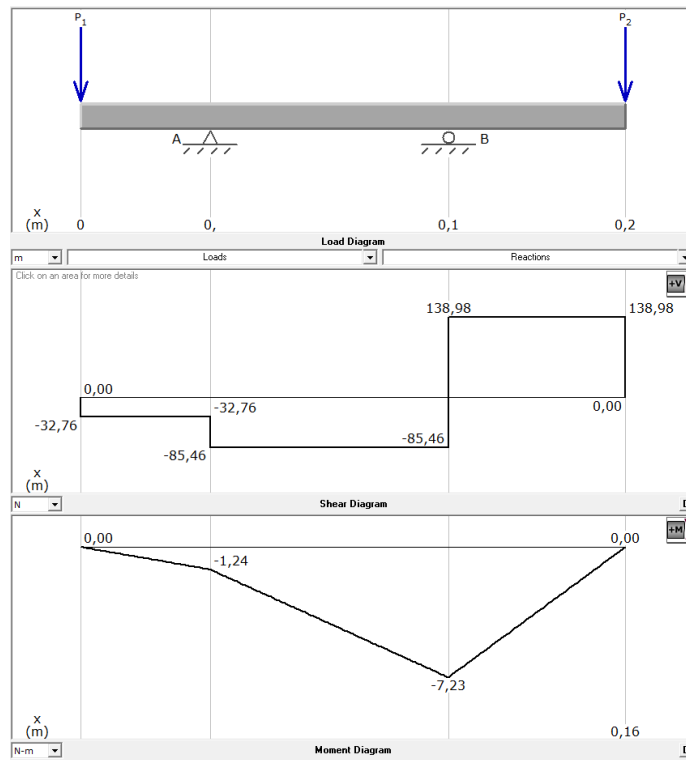
$$-F_{v_r} + R_a + R_b - F_{p_r} = 0$$

$$-32,757 \text{ (N)} + R_a + 224,438 \text{ (N)} - 138,979 \text{ (N)} = 0$$

$$R_a = -52,702 \text{ (N)} \quad \text{Reacción en el punto A}$$

La reacción R_a se encuentra en sentido contrario al considerado en el plano x - y.

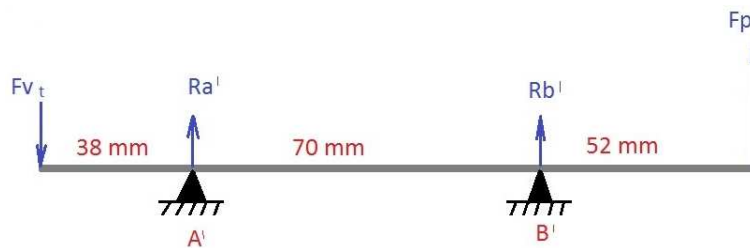
Figura 44. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje de avance del carro principal en el plano x-y, obtenido mediante MDSolids 3.5



Fuente: Autores

Plano x-z

Figura 45. Diagrama de cuerpo libre plano x – z, eje de avance del carro principal



Fuente: Autores



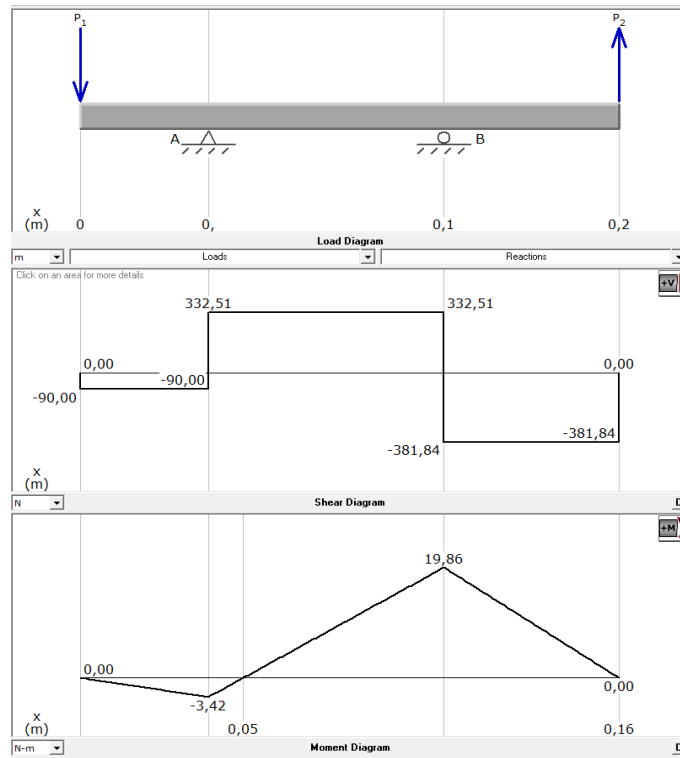
Reacción en el punto B´

La reacción $R_{b'}$ se encuentra en sentido contrario al considerado en el plano x-z.

+↑

Reacción en el punto A´

Figura 46. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector en el plano x-z eje de avance del carro principal, obtenido mediante MDSolids 3.5



Fuente: Autores

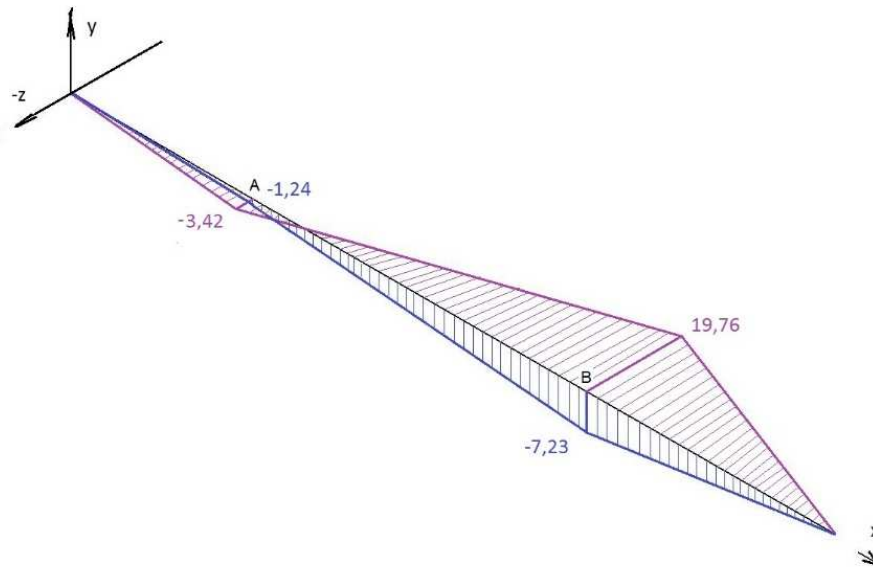
Momento resultante general

En el punto A:

En el punto B

Se toma el momento flector máximo $MG_B = 21,135$ N m.

Figura 47. Momentos flectores resultantes.



Fuente: Autores.

3.6.3.4 Diseño del eje de avance del carro principal. Por ser el elemento de máquina que está sometido a esfuerzos generados por el trabajo, se analizará el diseño estático y a fatiga. Se consideró un material con las siguientes propiedades:

Material: Acero de transmisión AISI 1018 laminado en frío.

Resistencia a la fluencia: $S_y = 32 \text{ kpsi} = 220,669 \times 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

Resistencia a la tracción: $S_{ut} = 58 \text{ kpsi} = 399,556 \times 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

Diseño estático con los esfuerzos máximos

Esfuerzo de flexión

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi d^3} \quad (29)$$

Donde:

σ = Esfuerzo de tracción o compresión en un eje (N/m^2)

M = Momento Flector (N m)

d = Diámetro del eje (m)

Esfuerzo de torsión

$$\tau = \frac{16 T}{\pi d^3} \quad (30)$$

Donde:

τ = Esfuerzo de torsión en un eje (N/m^2)

T = Torque (N m)

d = Diámetro del eje (m)

Aplicando la teoría de la energía de distorsión del criterio de Von Mises Hencky.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2}} \quad (31)$$

Donde:

d = Diámetro del eje (m)

n_s = Factor de seguridad estático, tiene que ser $n_s \geq 3$, se considera trabajar con $n_s = 3,5$

S_y = Resistencia a la fluencia (N/m^2)

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 3,5}{\pi * 220,669 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2}\right)} \sqrt{[21,135 (N m)]^2 + \frac{3}{4} [6,3004 (N m)]^2}}$$

$$d = 0.01522 (m) = 15,22 (mm) \quad (\text{Calculado})$$

La disponibilidad del material por parte del auspiciante es, un eje de 3/4plg (19,05mm) de diámetro del mismo material, del cual se analiza el factor de seguridad estático, aplicando la ecuación 29 y la ecuación 30.

$$\sigma = \frac{32 * 21,135 (N m)}{\pi [0,01905(m)]^3}$$

$$\sigma = 31,139 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2}\right)$$

$$\tau = \frac{16 * 6,3004 (N m)}{\pi [0,01905 (m)]^3}$$

$$\tau = 4,642 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2}\right)$$

Teoría de la energía de distorsión (Von Mises Hencky).

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n_s} \quad (32)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau^2} \quad (33)$$

Donde:

σ_{eq} = Esfuerzo equivalente (N/m^2)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left[31,139 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2}\right)\right]^2 + 3 \left[4,642 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2}\right)\right]^2}$$
$$32,160 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2}\right) = \frac{220,669 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2}\right)}{n_s}$$

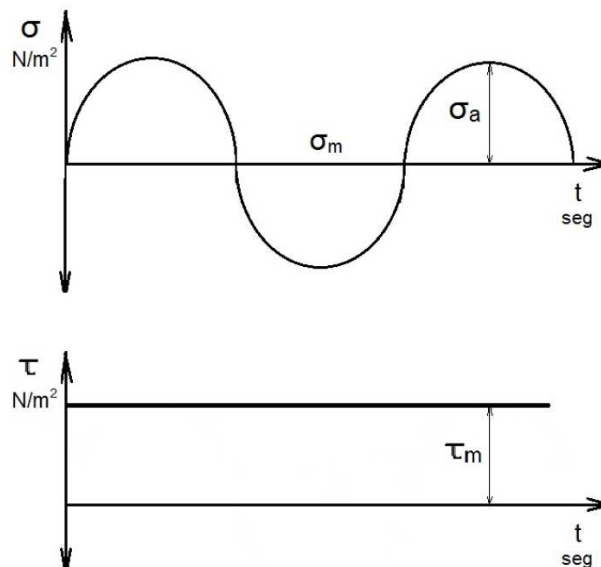
$$n_s = 6,86$$

El eje de 3/4 plg (19,05 mm) de diámetro da un factor de seguridad de $n_s = 6,86$; que en el análisis estático es admitido.

Diseño a fatiga con los esfuerzos máximos

Se necesita hacer un estudio del material a fatiga por los esfuerzos alternantes presentes.

Figura 48. Distribución de esfuerzos en el eje del carro principal.



Fuente: Autores.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 0$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = 31,139 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 0$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$$

$$\tau_{\min} = 0$$

$$\tau_{\max} = \frac{4,642 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)}{2}$$

$$\tau_{\max} = 2,321 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

Aplicando el teorema de Soderberg.

$$\frac{\sigma_a'}{Se} + \frac{\sigma_m'}{Sy} = \frac{1}{n} \quad (34)$$

Donde:

σ_a' = Esfuerzo equivalente a los esfuerzos de amplitud (N/m^2)

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = 31,139 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$\text{con } 3\tau_a^2 = 0$$

σ_m' = Esfuerzos equivalentes a los esfuerzos medios (N/m^2)

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = 4,02 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$\text{con } \sigma_m^2 = 0$$

Se = Limite de resistencia a la fatiga (N/m^2) del elemento mecánico

$$Se = k Se' \quad (35)$$

Que representa la ecuación de Marín donde:

$$Se' = 0,5 Sut \quad (36)$$

$$Se' = 0,5 \left[399,556 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \right]$$

$$Se' = 199,778 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$k = k_a * k_b * k_c * k_d * k_g * k_e \quad (37)$$

Donde:

ka = Factor de superficie

kb = Factor de tamaño

kc = Factor de confiabilidad

kd = Factor de temperatura

kg = Otros

ke = Factor de concentración de esfuerzos

$$ke = \frac{1}{kf} \quad (38)$$

kf = Factor de efectos diversos

$$kf = q (kt - 1) + 1 \quad (39)$$

kt = Coeficiente geométrico

q = Coeficiente de sensibilidad de entalla

ka = 0,9 Maquinado

kb = $0,869 d^{-0,097} = 0,653$ Para el diámetro de $\frac{3}{4}$ plg

kc = 0,897 Confiabilidad del 90%

kd = 1 Temperatura < 450 °C

kg = 1 Factores externos

q = 0,6 Material dúctil

kt = 2 Geometría

$$kf = 0,6(2 - 1) + 1 = 1,6$$

$$ke = \frac{1}{1,6} = 0,625$$

$$k = 0,9 * 0,653 * 0,897 * 1 * 1 * 0,625 = 0,33$$

$$Se = 0,33 * 199,778 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$Se = 65,927 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

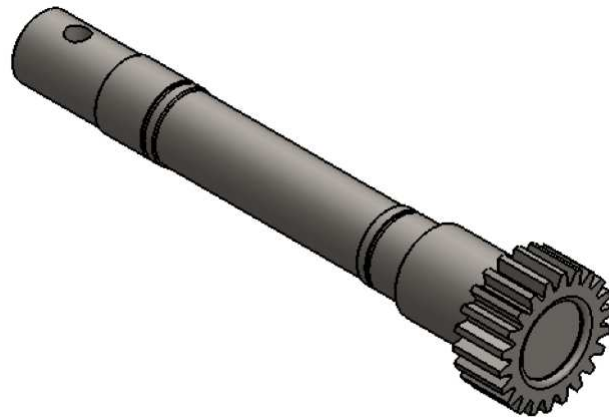
De la ecuación 34 se obtiene el coeficiente de seguridad de:

$$\frac{31,139 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)}{65,927 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)} + \frac{4,02 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)}{220,669 \times 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)} = \frac{1}{n}$$

$$n = 2,04$$

Con el análisis a fatiga se obtiene un factor de seguridad de 2,04 para el eje de $\frac{3}{4}$ plg (19, 05mm); el cual se comprueba que no fallara a fatiga.

Figura 49. Eje – piñón de avance del carro principal



Fuente: Autores

3.6.3.5 Selección de rodamientos para el eje de avance del carro principal

Figura 50. Diagrama de cuerpo libre - selección del tipo de rodamiento



Fuente: Autores

Reacción en A

$$\underline{\hspace{2cm}} \quad (40)$$

Reacción en B

$$\underline{\hspace{2cm}} \quad (41)$$

En el catálogo Standard FAG existen rodamientos para ejes de diámetro de 20 mm, este elemento de máquina es torneado a la medida necesaria para la ubicación del rodamiento.

Datos:

Rodamiento rígido de bolas FAG 61804 (**ANEXO H**).

$F_r = 748,781 \text{ N}$.

$F_a = 0 \text{ N}$

$d = 20 \text{ mm}$

$C = 3,1 \text{ kN}$

$C_0 = 1,96 \text{ kN}$

$D = 32 \text{ mm}$

$B = 7 \text{ mm}$

$r = 0,5 \text{ mm}$

Peso: 0,019 Kg

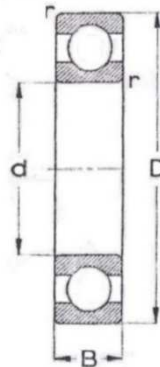
$L_h = 5 \text{ años (43800 h)}$

$f_L = 4,45$ (catálogo FAG – **ANEXO G**).

$n = 10 \text{ rpm}$

$f_n = 1,49$ (catálogo FAG – **ANEXO G**).

Figura 51. Rodamiento rígido de bolas FAG 61804



Fuente: Catálogo FAG, pg. 59

Donde:

d = Diámetro interior del rodamiento (mm)

C = Capacidad de carga dinámica (kN)

C_0 = Capacidad de carga estática (kN)

n = Revoluciones del eje (rpm)

L_h = Número de horas de funcionamiento (**ANEXO G**)

f_n = factor de velocidad (**ANEXO G**)

f_L = Factor de número de horas (**ANEXO G**)

F_a = Fuerza axial (N)

F_r = Fuerza radial (N)

X_0 = Factor radial

Y_0 = Factor axial

P = Carga dinámica equivalente (N)

P_0 = Carga estática equivalente (N)

Análisis estático:

A continuación se determina la capacidad de carga estática requerida:

$$C_o = f_s * P_o \quad (42)$$

Donde:

f_s = Factor de esfuerzos estáticos.

El valor de f_s = (1.0 – 1.5) para condiciones normales: se toma 1.2

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \quad (43)$$

$F_a = 0$

$X_o = 1$ Factor radial.

$$P_o = F_r = 748,781 (N)$$

$$C_{oREQ} = 1,2 \times 748,781 (N) = 898,537 (N)$$

$$C_{oREQ} = 898,537 (N) \quad \text{y} \quad C_{oDIS} = 1960 (N)$$

Como:

$$C_{oREQ} \leq C_{oDIS}$$

Cumple la condición estática.

Análisis dinámico:

A continuación se determinó la capacidad de carga dinámica requerida:

$$C = \frac{f_L}{f_n} * P \quad (44)$$

$$P = F_r$$

Para $\frac{F_a}{F_r} \leq 0,8$

$$F_a = 0$$

$$F_r = 748,781 (N)$$

$$C_{REQ} = \frac{f_L}{f_n} * P$$

$$C_{REQ} = \frac{4,45}{1,49} * 748,781 (N) = 2236,292 (N)$$

$$C_{REQ} = 2236,292 (N) \quad \text{y} \quad C_{DIS} = 3100 (N)$$

Como:

$$C_{REQ} \leq C_{DIS}$$

Cumple la condición dinámica.

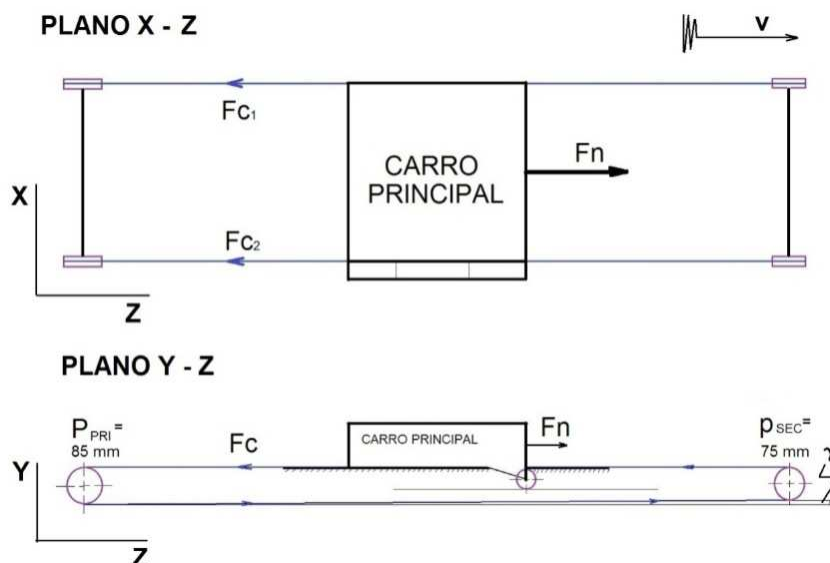
El rodamiento para el eje de avance del carro principal seleccionado es aceptable adiseño Dinámico como a diseño Estático.

3.6.4 Sistema de transmisión para el torneado salomónico. Por petición del auspiciante la trasmisión para el torneado salomónico es netamente manual, y se realizó los cálculos de los elementos mecánicos para una posible automatización. Se tomó la decisión de colocar los siguientes elementos de máquina para el torneado salomónico:

- Por medio del avance del carro principal da movimiento al eje primario y al eje secundario ensamblado por cables.
- Del eje primario pasa el movimiento a la caja de cambios por medio de un par de piñones y una cadena primaria.
- De la caja de cambios pasa el movimiento a la caja de engranajes por medio de una par de piñones y una cadena secundaria, hasta llegar el movimiento al mandril o trinche dependiendo del trabajo a realizar.

3.6.4.1 Movimiento de avance del carro principal.

Figura 52. Transmisión para el torneado salomónico.



Fuente: Autores

El ángulo de tensión en el cable es:

$$\gamma = 57 \left(\frac{P_{PRI} - P_{SEC}}{Dc_{pol}} \right) \quad (45)$$

Donde:

γ = Ángulo de tensión del cable entre las poleas ($^{\circ}$)

P_{PRI} = Diámetro de la polea del eje primario (mm)

P_{SEC} = Diámetro de la polea del eje secundario (mm)

Dc_{pol} = Distancia entre centros de las poleas primarias y secundarias es de 1590mm

$$\gamma = 57^{\circ} \left(\frac{85 \text{ mm} - 75 \text{ mm}}{1590 \text{ mm}} \right)$$
$$\gamma = 0,36^{\circ}$$

Como se considera una velocidad constante:

$$v = 25 \left(\frac{\text{cm}}{\text{min}} \right) = 4 \times 10^{-3} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$\sum F_z = 0 \quad \rightarrow$$

$$- 2Fc + Fn = 0$$

Donde:

F_c = Fuerza de tensión del cable (N)

F_n = Fuerza neta (N)

$$- 2Fc + 381,842 \text{ (N)} = 0$$

$$Fc = 191,295 \text{ (N)}$$

Cálculo de la potencia en la polea primaria.

De la ecuación 25, la potencia P_{pol} se determina:

$$P_{pol} = Fc * v$$

$$P_{pol} = 191,295 \text{ (N)} * 4,167 \times 10^{-3} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$P_{pol} = 0,797 \text{ (W)}$$

Cálculo del torque en la polea primaria

Al aplicar la ecuación 28, el torque en la polea primaria T_{pol} :

$$T_{pol} = Fc * \frac{P_{PRI}}{2}$$

$$T_{pol} = 191,295 \text{ (N)} * \frac{0,085 \text{ (m)}}{2}$$

$$T_{pol} = 8,13 \text{ (N m)}$$

Velocidad angular en la polea primaria.

La velocidad angular en el eje primario ω_{PRI} se determina de la ecuación 27:

$$P_{pol} = T_{pol} * \omega_{PRI}$$

$$\omega_{PRI} = \frac{0,797 \text{ (W)}}{8,13 \text{ (N m)}}$$

$$\omega_{PRI} = 0,98 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) = 0,936 \text{ (rpm)}$$

3.6.4.2 Selección del cable. Se considera el cable del grupo I que son sometidos a cargas parciales y de servicio poco frecuente (LARBURU ARRIZABALAGA, 2001).

Grupo I

$$S = 6 - 7$$

Donde:

S = Factor de servicio

El diámetro del cable se hace:

$$d \approx K\sqrt{T} \tag{46}$$

Donde:

K = Coeficiente de disponibilidad

Para el grupo I es: K = (0,32 – 0,34)

T = Fc = Tracción sometida en el cable (N)

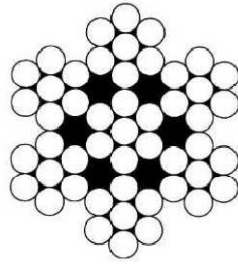
$$d \approx 0,34 \sqrt{191,295 \text{ (N)}}$$

$$d \approx 4,703 \text{ (mm)}$$

La longitud necesaria es 3,5m en la parte frontal y posterior del carro principal que en total es 7m de cable de acero.

Según el catálogo LEONCABLES; se selecciona un cable de acero de 3/16plg (4,7625mm) de diámetro, con una resistencia mínima a la rotura de 1,6 Toneladas (1600Kg), ver **ANEXO I**.

Figura 53. Contextura del cable.



Fuente: <http://www.leoncables.net/flipping/index.html>

El peso del cable es:

$$P_c = L * P_{c_{catálogo}} \quad (47)$$

Donde:

P_c = Peso del cable (kg)

L = Longitud del cable (m)

$P_{c_{catálogo}}$ = Peso del cable = 0,10 kg en 1 m de longitud.

$$P_c = 3,5 \text{ (m)} * \frac{0,10 \text{ (kg)}}{1 \text{ (m)}}$$

$$P_c = 0,35 \text{ (kg)}$$

El peso del cable es de 0,35kg que serán situados en la parte frontal y posterior del carro principal, y trabaja con el 95% de su rendimiento debido al patinaje (rozamiento entre la polea y el cable).

$$Gr = \frac{F_c}{n} \quad (48)$$

Donde:

Gr = Fuerza de transmisión (kg)

F_c = Tracción sometida en el cable (N)

n = 95 % de rendimiento

$$F_c = 191.295 \text{ (N)} = 19,519 \text{ (Kg)}$$

$$Gr = \frac{19,519 \text{ (Kg)}}{0.95} = 20,547 \text{ (Kg)}$$

Carga a la rotura

$$Tr = Gr * S \quad (49)$$

Donde:

Tr = Carga a la rotura (kg)

Tr_{cat} = Carga mínima a la rotura de catálogo (kg)

$$Tr = 7 * 20,547(\text{kg})$$

$$Tr = 143.829 (\text{kg})$$

Como:

$$Tr \leq Tr_{cat}$$

$$143.829 (\text{kg}) \leq 1600 (\text{kg})$$

Al cumplir la condición el cable se aplica para la construcción.

- *Tensor para el cable.* El diámetro del cable es de 3/16plg (4,7625mm), se coloca un tensor galvanizado de referencia 80400160 de rosca 1/4 x 3/16plg con 55mm de longitud.

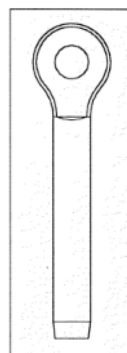
Figura 54. Tensor galvanizado.



Fuente: <http://www.sistemasdecarga.com/productos.html>

- *Terminales para el cable.* El diámetro del cable es de 3/16plg (4,7625mm); en el extremo del cable se colocó un terminal para prensar el cual es de tipo ojo, de 5mm de diámetro y el número de referencia 217-05.

Figura 55. Terminal



Terminal ojo

Fuente: <http://www.sistemasdecarga.com/productos.html>

3.6.4.3 Poleas:

Polea primaria. Las poleas primarias serán de acero con las siguientes propiedades:

Material: Acero de transmisión AISI 1018 laminado en frío.

Resistencia a la fluencia: $S_y = 32 \text{ kpsi} = 220,669 \times 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

Resistencia a la tracción: $S_{ut} = 58 \text{ kpsi} = 399,556 \times 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

Dimensionamiento de la polea de acuerdo con (LARBURU ARRIZABALAGA, 2001).

Garganta

$d = 3/16\text{plg}$ (4, 7625mm)	Diámetro del cable.
$r = 2,7\text{mm}$	Radio de garganta
$a = 15\text{mm}$	Ancho en acero
$h = 5\text{mm}$	Altura de garganta

Cuerpo

$d_f = 75\text{mm}$	Diámetro de fondo
$d_e = 85\text{mm}$	Diámetro exterior
$d_1 = 3/4\text{plg}$ (19,05 mm)	Diámetro del eje
$d_2 = 30\text{mm}$	Diámetro del cubo
$L = 35\text{mm}$	Longitud del cubo

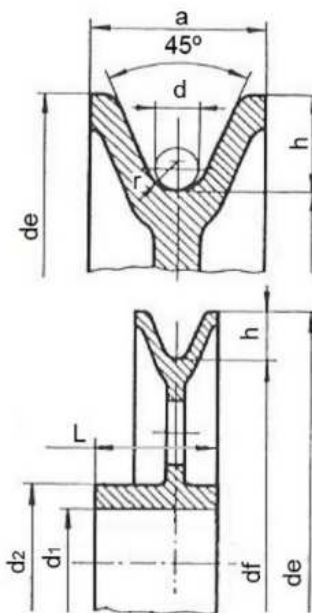


Figura 56. Dimensionamiento de la polea primaria

Fuente: LARBURU N. 2001. Prontuario de máquinas

Polea secundaria. Las poleas secundarias tendrán las mismas propiedades que las poleas primarias, cuyas dimensiones son:

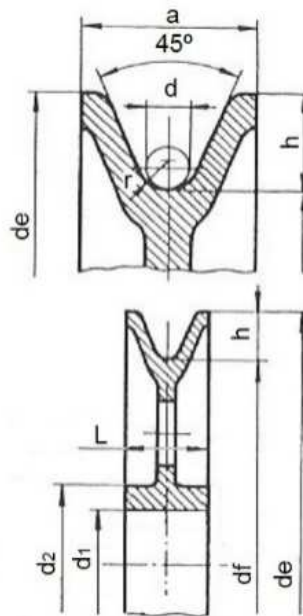
Garganta

$d = 3/16\text{plg}$ (4, 7625mm)	Diámetro del cable.
$r = 2,7\text{mm}$	Radio de garganta
$a = 25\text{mm}$	Ancho en acero
$h = 5\text{mm}$	Altura de garganta

Cuerpo

$d_f = 65\text{mm}$	Diámetro de fondo
$d_e = 75\text{mm}$	Diámetro exterior
$d_1 = 19\text{mm}$	Diámetro del rodamiento
$d_2 = 35\text{mm}$	Diámetro del cubo
$L = 25\text{mm}$	Longitud del cubo

Figura 57. Dimensionamiento de la polea secundaria.



Fuente:(LARBURU ARRIZABALAGA, 2001)

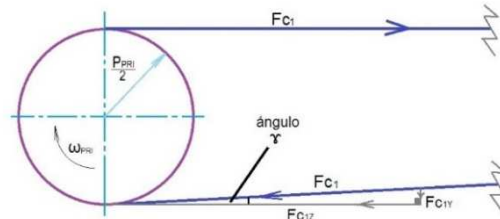
3.6.4.4 Fuerzas en las poleas del eje primario:

Datos:

$\gamma = 0,36^\circ$	Ángulo de tensión del cable entre las poleas
$F_{c1} = F_{c2} = 191,295$ (N)	Fuerza de tensión del cable

$\omega_{PRI} = 0,98 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) = 0,936(\text{rpm})$ La velocidad angular en el eje primario
 $P_{PRI} = 85\text{mm}$ Diámetro de la polea del eje primario

Figura 58. Fuerzas en la polea primaria.



Fuente:Autores

Las fuerzas son:

$$F_{c1Y} = F_{c1} * \text{Sen } \gamma \quad (50)$$

$$F_{c1Y} = 191,295 \text{ N} * \text{Sen } 0,36^\circ$$

$$F_{c1Y} = 1,202\text{N}$$

$$F_{c1Z} = F_{c1} * \text{Cos } \gamma \quad (51)$$

$$F_{c1Z} = 191,295 \text{ N} * \text{Cos } 0,36^\circ$$

$$F_{c1Z} = 191,291\text{N}$$

3.6.4.5 Fuerzas en el piñón del eje primario. En el eje primario se colocó dos poleas de iguales dimensiones y un piñón que sirve para transmitir el movimiento de rotación hasta la caja de cambios a seleccionarse. Las fuerzas que están presentes en este piñón están determinadas de la siguiente manera:

Datos:

$T_{pol} = 8,13 \text{ N m}$ Torque en la polea primaria.

$\omega_{PRI} = 0,098 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 0,936\text{rpm}$ La velocidad angular en el eje primario

Se considera un piñón de:

$$D_p = 2,089 \text{ (plg)} = 53,061 \text{ (mm)}$$

$$Z_p = 13 \text{ dientes}$$

$$P_p = 0,5 \text{ (plg)} = 12,7 \text{ (mm)}$$

Donde:

T_{pol} = Torque en la polea (N m)

D_p = Diámetro primitivo del piñón (mm)

Z_p = Número de dientes del piñón

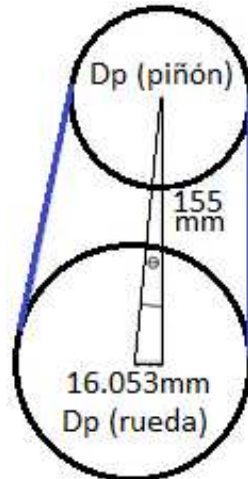
P_p = Paso entre dientes del piñón (mm)

θ = Ángulo de tensión de la cadena entre el piñón y la rueda ($^\circ$)

$$\tan \theta = \frac{16,053 \text{ (mm)}}{155 \text{ (mm)}}$$

$$\theta = 5,91^\circ$$

Figura 59. Diagrama de cuerpo libre del piñón del eje primario



Fuente: Autores.

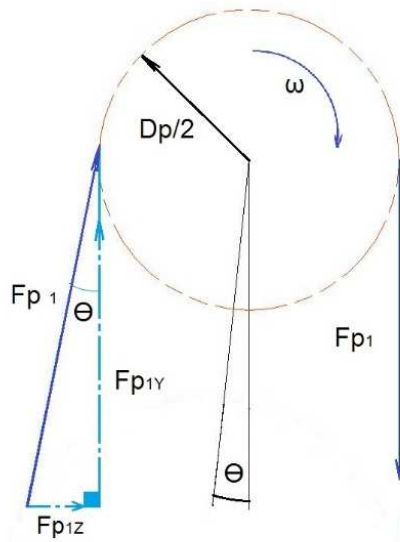
Tomando de referencia la ecuación 28, se encuentra el valor de la fuerza aplicada en la cadena y aplicada en el piñón.

$$T_{pol} = F_{p1} * \frac{D_p}{2}$$

$$F_{p1} = \frac{2 * 8,13 \text{ (N m)}}{51,061 * 10^{-3} \text{ (m)}}$$

$$F_{p1} = 306,439 \text{ (N)}$$

Figura 60. Fuerza en el piñón del eje primario



Fuente: Autores

Aplicando las ecuaciones 50 y 51.

$$F_{p1Z} = F_{p1} * \text{sen } \theta$$

$$F_{p1Z} = 306,439 \text{ (N)} * \text{sen } 5,91^\circ$$

$$F_{p1Z} = 31,553 \text{ (N)}$$

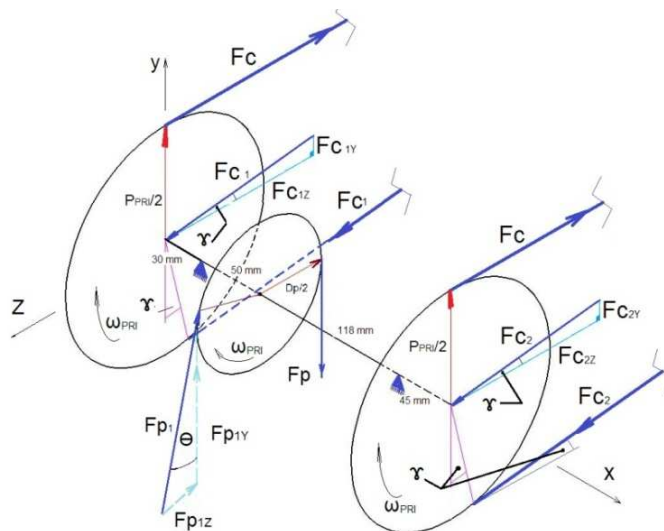
$$F_{p1Y} = F_{p1} * \text{cos } \theta$$

$$F_{p1Y} = 306,439 \text{ (N)} * \text{cos } 5,91^\circ$$

$$F_{p1Y} = 304,81 \text{ (N)}$$

3.6.4.6 Diseño del eje primario:

Figura 61. Análisis de las fuerzas en el eje primario.



Fuente: Autores

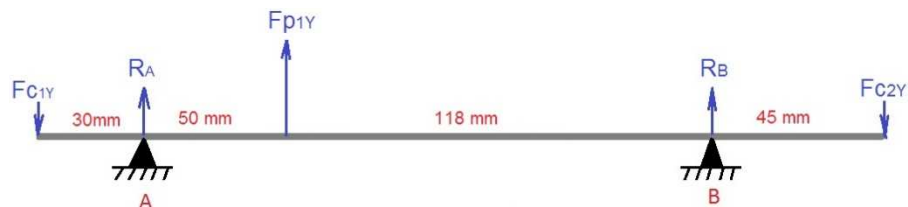
Plano x – y

$$F_{C1} = F_{C2} = 191,295 \text{ (N)}$$

$$F_{C1Y} = 1,202 \text{ (N)}$$

$$F_{P1Y} = 304,81 \text{ (N)}$$

Figura 62. Diagrama de cuerpo libre plano x – y, eje primario



Fuente: Autores

$$\Sigma M_A = 0 \curvearrowright$$

$$F_{C1Y}(30) + F_{P1Y}(50) + R_B(168) - F_{C1Y}(213) = 0$$

$$1,202(30) + 304,81(50) + R_B(168) - 1,202(213) = 0$$

$$R_B = - \frac{15020,534}{168}$$

$$R_B = - 89,408 \text{ (N)} \quad \text{Reacción en el punto B.}$$

La reacción R_B se encuentra en sentido contrario al considerado en el Plano x - y.

$$\Sigma F_Y = 0 \uparrow$$

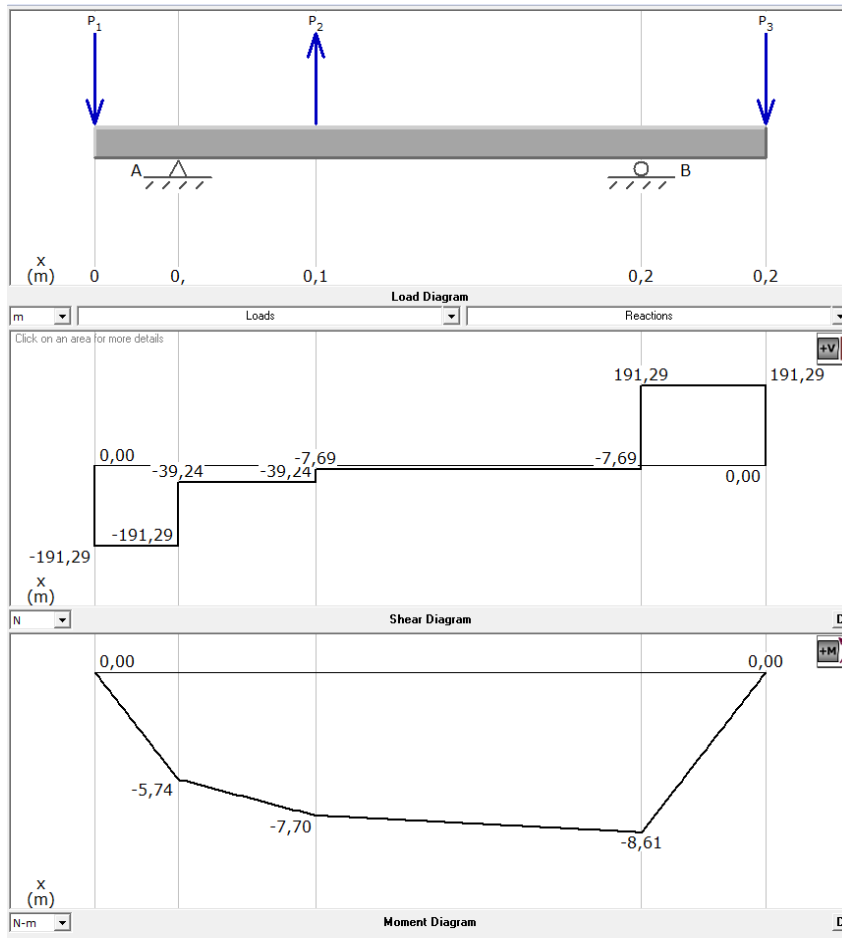
$$-F_{C1Y} + R_A + F_{P1Y} - R_B - F_{C2Y} = 0$$

$$-1,202 + R_A + 304,81 - 89,408 - 1,202 = 0$$

$$R_A = -212,998 \text{ (N)} \quad \text{Reacción en el punto A}$$

La reacción R_A se encuentra en sentido contrario al considerado en el plano x - y.

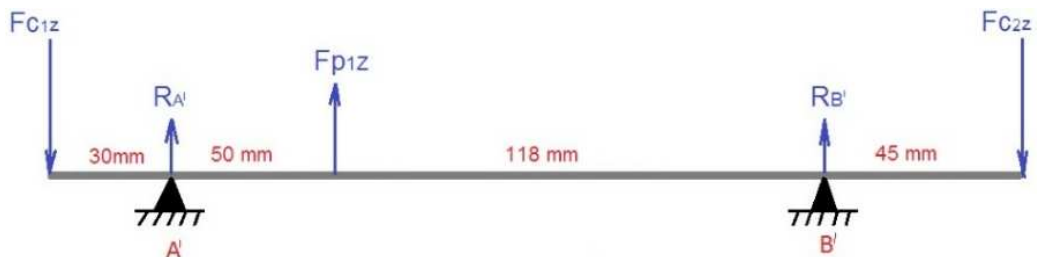
Figura 63. Diagrama de esfuerzos cortantes y momento flectoren el plano x-y, eje primario, obtenido mediante MDSolids 3.5



Fuente: Autores

Plano x - z

Figura 64. Diagrama de cuerpo libre plano x - z, eje primario.



Fuente: Autores

⊕

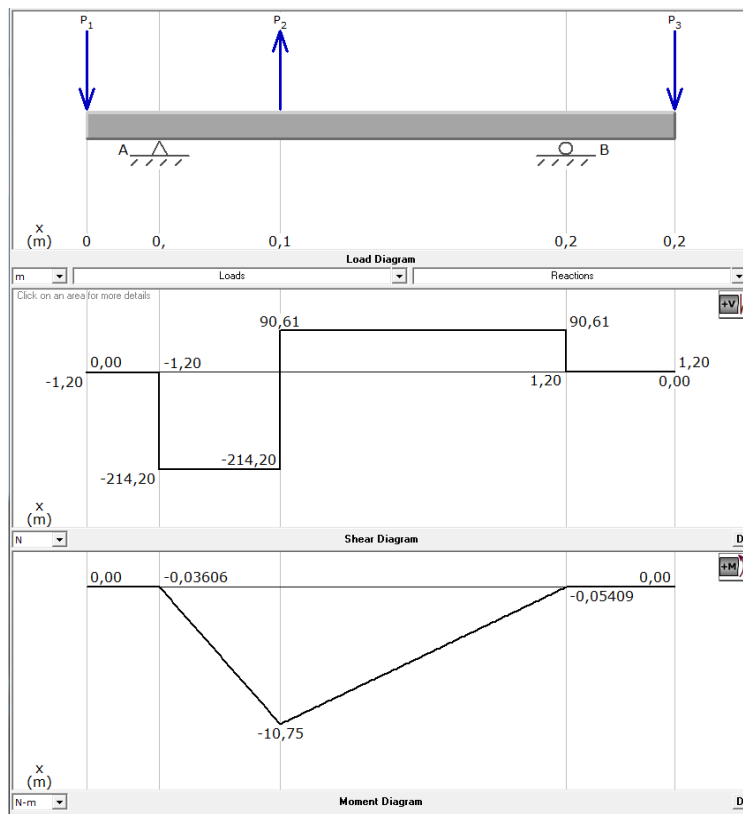
Reacción en e punto B´

+↑

Reacción en el punto A´

La reacción R_A y R_B se encuentra en el sentido considerado en el plano x - z.

Figura 65. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector en el plano x-z, eje primario, obtenido mediante MDSolids 3.5



Fuente: Autores

Momento resultante general

En el punto A:

$$MG_A = \sqrt{M1^2 + M2^2}$$
$$MG_A = \sqrt{[-0,036 \text{ (N m)}]^2 + [-5,74 \text{ (N m)}]^2}$$
$$MG_A = 5,7401 \text{ (N m)}$$

En el punto B:

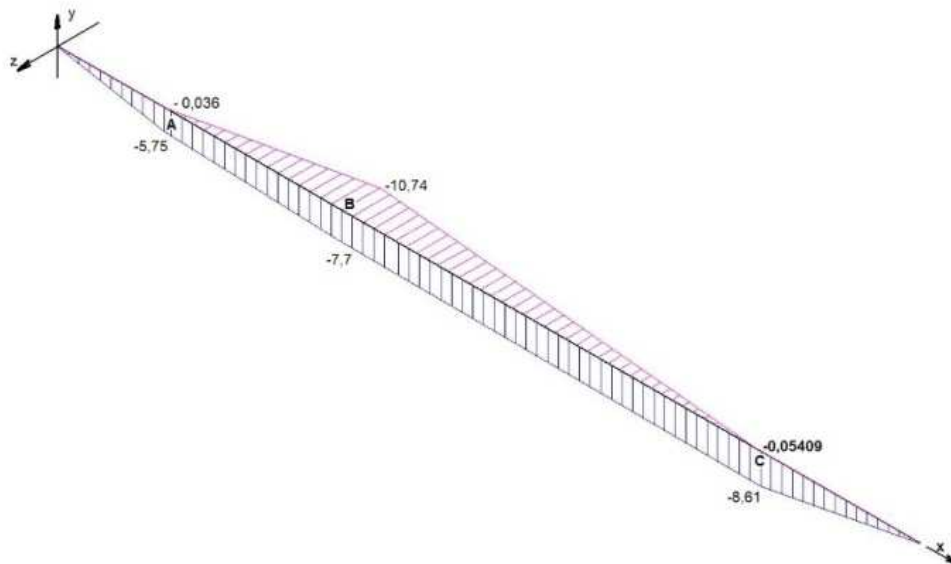
$$MG_B = \sqrt{M1^2 + M2^2}$$
$$MG_B = \sqrt{[-10,75 \text{ (N m)}]^2 + [-7,7 \text{ (N m)}]^2}$$
$$MG_B = 13,223 \text{ (N m)}$$

En el punto C:

$$MG_C = \sqrt{M1^2 + M2^2}$$
$$MG_C = \sqrt{[-0,05409 \text{ (N m)}]^2 + [-8,61 \text{ (N m)}]^2}$$
$$MG_C = 8,6102 \text{ (N m)}$$

Se considera trabajar con el momento máximo, que se genera en el punto B.

Figura 66. Diagrama de momentos flectores resultantes.



Fuente: Autores

Diseño estático del eje primario

Aplicando la teoría de la energía de distorsión del criterio de Von Mises Hencky (ecuación 31) con un n_s el cual tiene que ser mayor o igual a 3, se considera trabajar con un valor de 3,5 el material consta de las siguientes propiedades:

Material: Acero de transmisión AISI 1018 laminado en frío.

Resistencia a la fluencia: $S_y = 32 \text{ kpsi} = 220,669 \times 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

Resistencia a la tracción: $S_{ut} = 58 \text{ kpsi} = 399,556 \times 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 3,5}{\pi * 220,669 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)} \sqrt{[13,223 \text{ (N m)}]^2 + \frac{3}{4}[8,13 \text{ (N m)}]^2}}$$

$$d = 0,01343 \text{ (m)} = 13,43 \text{ (mm)}$$

Disponibilidad de material del auspicante es un eje de 3/4plg (19,05mm) de diámetro del mismo material del cual se analiza el factor de seguridad estático, aplicando las ecuaciones 29 y 30.

$$\sigma = \frac{32 * 13,223 \text{ (N m)}}{\pi [0,01905 \text{ (m)}]^3}$$

$$\sigma = 19,483 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)$$

$$\tau = \frac{16 * 8,13 \text{ (N m)}}{\pi [0,01905 \text{ (m)}]^3}$$

$$\tau = 5,989 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)$$

Aplicando la teoría de la energía de distorsión (Von Mises Hencky) se tiene un esfuerzo equivalente de:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left[19,483 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)\right]^2 + 3 \left[5,989 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)\right]^2} = 22,072 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)$$

y un coeficiente de seguridad de:

$$22,072 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) = \frac{220,669 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}{n_s}$$

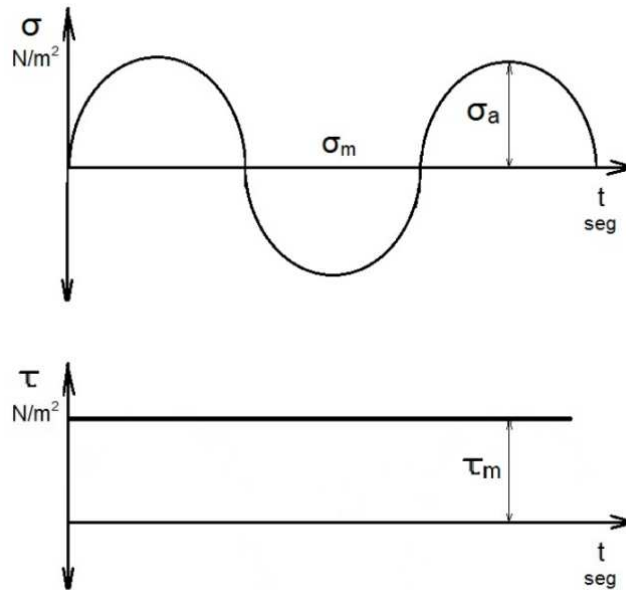
$$n_s = 10$$

El eje de 3/4plg (19,05mm) de diámetro nos da un factor de seguridad de $n_s = 10$ que en el análisis estático es aceptado.

Diseño a fatiga del eje primario

Se necesita hacer un estudio del material a fatiga por los esfuerzos alternantes presentes.

Figura 67. Distribución de esfuerzos del eje primario.



Fuente: Autores.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 0$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = 19,483 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 0$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$$

$$\tau_{\min} = 0$$

$$\tau_{\max} = \frac{5,989 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)}{2}$$

$$\tau_{\max} = 2,995 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

Aplicando el teorema de Soderberg de acuerdo con la ecuación 34, se tiene:

σ_a' = Esfuerzo equivalente a los esfuerzos de amplitud (N/m²)

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = 19,483 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$\text{con } 3\tau_a^2 = 0$$

σ_m' = Esfuerzos equivalentes a los esfuerzos medios (N/m²)

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = 5,187 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$\text{con } \sigma_m^2 = 0$$

Se = Limite de resistencia a la fatiga (N / m²) del elemento mecánico ecuación 35.

$$Se = k Se'$$

Aplicando la ecuación 36 se tiene:

$$Se' = 0,5 Sut$$

$$Se' = 0,5 \left[399,556 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \right]$$

$$Se' = 199,778 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

ka = 0,9 Maquinado

kb = 0,869 d^{-0,097} = 0,653 Para el diámetro de ¾ plg

kc = 0,897 Confiabilidad del 90%

kd = 1 Temperatura < 450 °C

kg = 1 Factores externos

q = 0,6 Material dúctil

kt = 1,85 Geometría

$$kf = 0,6(1,85 - 1) + 1 = 1,51$$

$$ke = \frac{1}{1,51} = 0,662$$

$$k = ka * kb * kc * kd * kg * ke$$

$$k = 0,9 * 0,653 * 0,897 * 1 * 1 * 0,662 = 0,349$$

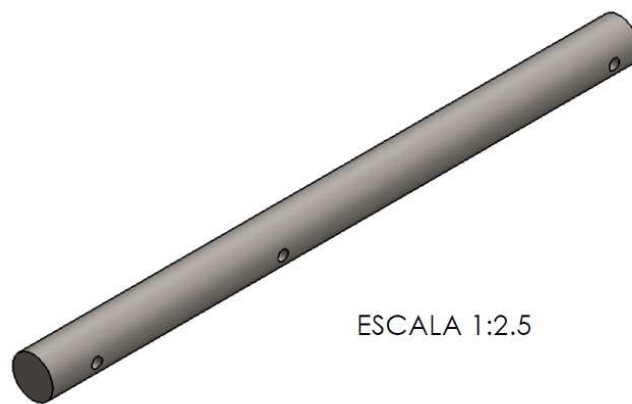
$$Se = 0,349 * 199,778 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) = 69,723 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

Aplicando la ecuación 34 se obtiene el coeficiente de seguridad de:

$$\frac{\text{---}}{\text{---}} \frac{\text{---}}{\text{---}} \text{---}$$

El eje de 3/4plg (19,05mm)de diámetro no falla a fatiga ya que tiene un factor de seguridad de $n = 3,3$ en el análisis a fatiga.

Figura 68. Eje primario



Fuente: Autores.

3.6.4.7 Selección de chumaceras. Para la selección del tipo de chumaceras ver **ANEXO J.**

Figura 69. Diagrama de cuerpo libre de las reacciones del eje primario.



Fuente: Autores

Reacción en A

$$\frac{\text{---}}{\text{---}}$$

Reacción en B

$$R_B = \sqrt{R_b^2 + R_b'^2}$$
$$R_B = \sqrt{[198,979 \text{ (N)}]^2 + [89,408 \text{ (N)}]^2}$$
$$R_B = 218,143 \text{ (N)}$$

La fuerza máxima que actúa en la chumacera es de 261,701N. El diámetro del eje es 3/4plg (19,05mm), por lo que se selecciona una chumacera UPC 204L – 012, cuyas características son:

Datos:

$$d = 3/4\text{plg}$$

$$C = 2210\text{lbf} = 9822 \text{ N.}$$

$$C_0 = 1480\text{lbf} = 6578 \text{ N.}$$

$$n = 10\text{rpm}$$

$$f_n = 0.822 \text{ (ANEXO G)}$$

$$f_L = 1.26 \text{ (ANEXO G)}$$

$$L_h = 5 \text{ años (43800 h)}$$

Análisis estático:

A continuación se determina la capacidad de carga estática requerida:

$$C_0 = f_s * P_0$$

Donde:

f_s = Factor de esfuerzos estáticos.

El valor de f_s = (1.0 – 1.5) para condiciones normales: se toma 1.2

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

Para $\frac{F_a}{F_r} \leq 0,3$

$$F_a = 0$$

$X_0 = 1$ Factor radial.

$$P_0 = F_r = 261,701 \text{ (N)}$$

$$C_{0REQ} = 1,2 \times 261,701 \text{ (N)} = 314,041 \text{ (N)}$$

$$C_{0REQ} = 314,041 \text{ (N)} \quad \text{y} \quad C_{0DIS} = 6578 \text{ (N)}$$

Como:

$$C_{0REQ} \leq C_{0DIS}$$

Cumple la condición estática.

Análisis dinámico:

A continuación se determinó la capacidad de carga dinámica requerida:

Para —

$F_a = 0$

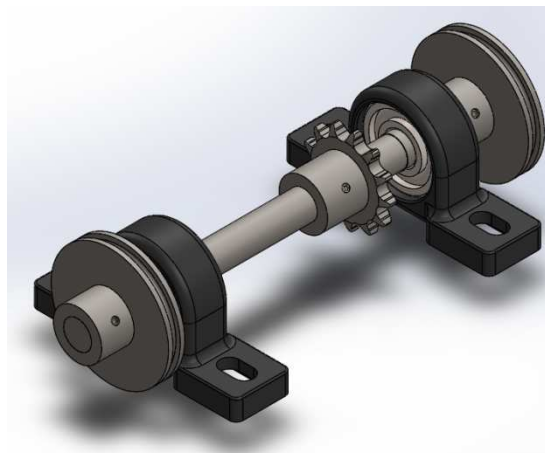
—
y

Como:

Cumple la condición dinámica.

La chumacera UPC 204L – 012 cumple las condiciones de diseño dinámico y estático para el eje primario.

Figura 70. Ensamble del eje primario.



Fuente: Autores

3.6.4.8 Fuerzas en la polea del eje secundario

Datos:

$$\gamma = 0,36^\circ$$

Ángulo de tensión del cable entre las poleas

$$F_{C1} = F_{C2} = 191,295 \text{ (N)}$$

Fuerza de tensión del cable

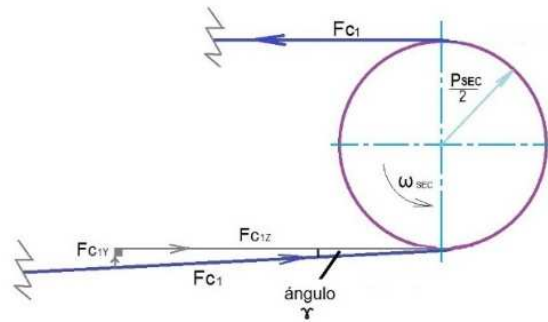
$$\omega_{SEC} = 1,061 \text{ (rpm)}$$

La velocidad angular en el eje primario

$$P_{SEC} = 75 \text{ (mm)}$$

Diámetro de la polea del eje primario

Figura 71. Fuerzas en la polea secundaria.



Fuente: Autores

Las fuerzas en el eje secundario son:

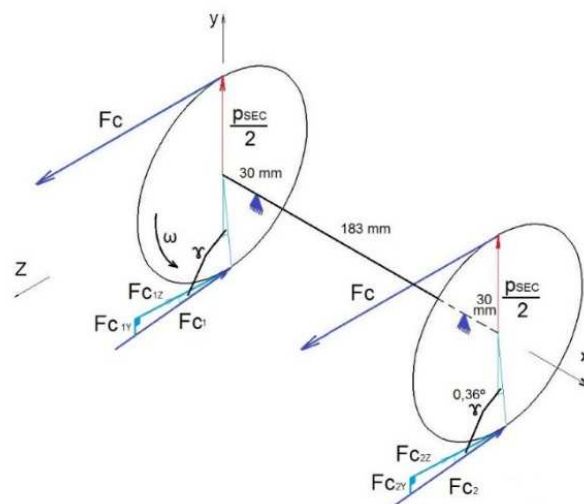
$$F_{C1Y} = 1,202 \text{ (N)}$$

$$F_{C1Z} = 191,291 \text{ (N)}$$

El torque en este eje se considera un valor nulo, mientras que en los rodamientos si existirá un torque.

3.6.4.9 Diseño del eje secundario. Análisis de los esfuerzos máximos en el eje secundario.

Figura 72. Diagrama de cuerpo libre del eje secundario



Fuente: Autores

Plano x – y

$$F_{C1} = F_{C2} = 191,295 \text{ (N)}$$

$$F_{C1Y} = F_{C2Y} = 1,202 \text{ (N)}$$

Figura 73. Diagrama de cuerpo libre plano x – y, eje secundario.



Fuente: Autores

$$\Sigma M_A = 0 \curvearrowright$$

$$F_{C1Y}(30) + R_B(183) - F_{C2Y}(213) = 0$$

$$1,202(30) + R_B(183) - 1,202(213) = 0$$

$$R_B = \frac{219,966}{183}$$

$$R_B = 1,202 \text{ (N)} \quad \text{Reacción en el punto B.}$$

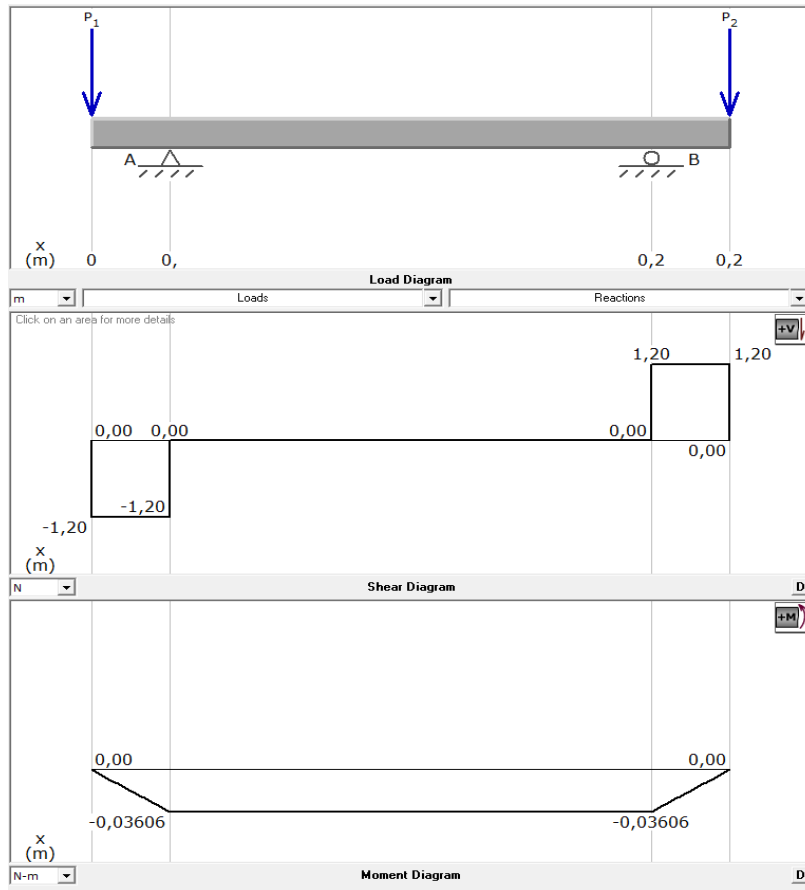
$$\Sigma F_Y = 0 \uparrow$$

$$-F_{C1Y} + R_A + R_B - F_{C2Y} = 0$$

$$-1,202 + R_A + 1,202 - 1,202 = 0$$

$$R_A = 1,202 \text{ (N)} \quad \text{Reacción en el punto A}$$

Figura 74. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector en el plano x-y, eje secundario. Obtenido mediante MDSolids 3.5



Fuente: Autores

Plano x - z

Figura 75. Diagrama de cuerpo libre plano x - z, eje secundario.



Fuente: Autor

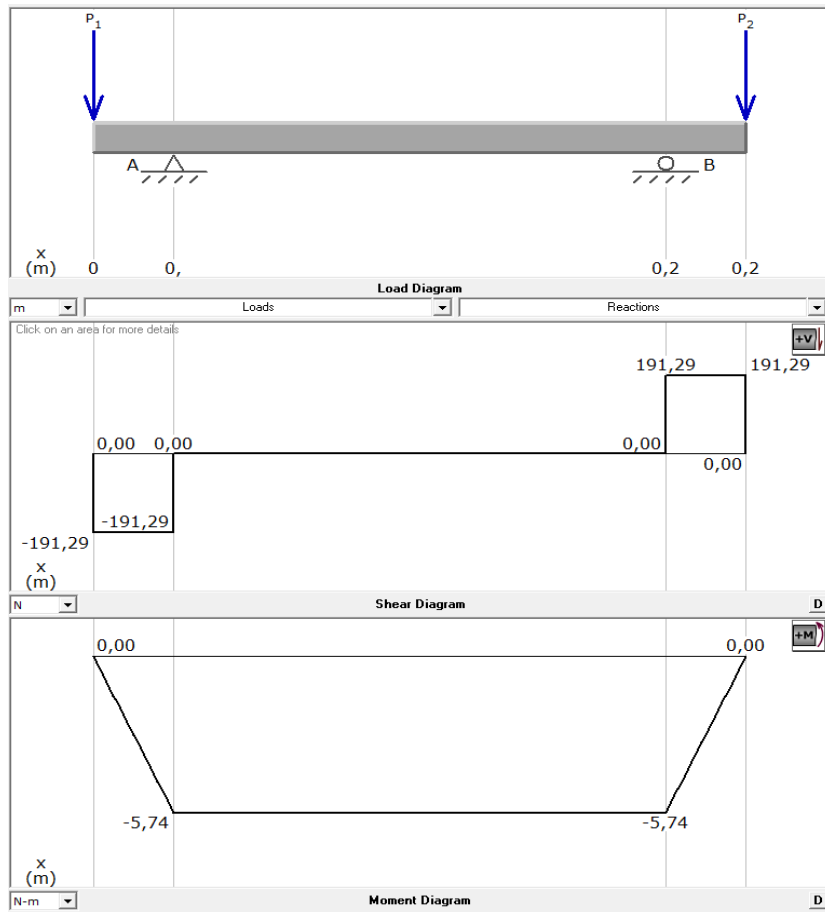
⊕

Reacción en el punto B'

+↑

Reacción en el punto A'

Figura 76. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector en el plano x-z, eje secundario obtenido mediante MDSolids 3.5



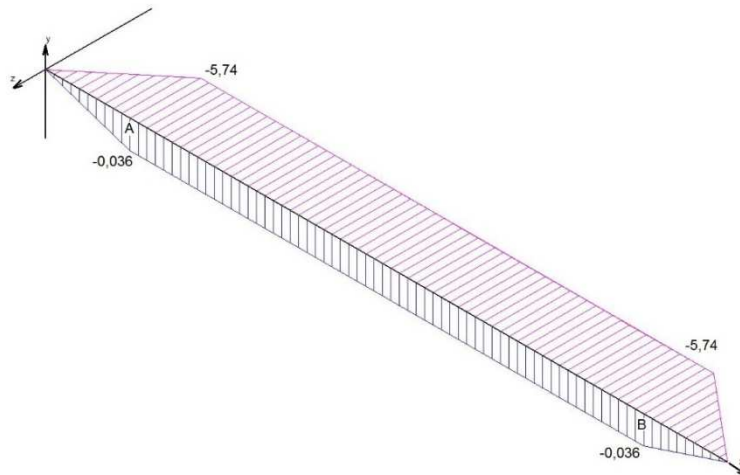
Fuente: Autores

Momento flector resultante en el eje secundario

En el punto A es igual que el punto B:

En este punto se considera el momento flector máximo.

Figura 77. Momento flector resultante eje secundario.



Fuente: Autores

Diseño estático del eje secundario

Aplicando la teoría de la energía de distorsión del criterio de Von Mises Hencky con un $n_s = 3,5$ debido a $n \geq 3$. El material tiene las siguientes propiedades:

Material: Acero de transmisión AISI 1018 laminado en frío (tabla 6).

Resistencia a la fluencia: $S_y = 32 \text{ kpsi} = 220,669 \times 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

Resistencia a la tracción: $S_{ut} = 58 \text{ kpsi} = 399,556 \times 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 3,5}{\pi * 220,669 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)} \sqrt{[5,7401 \text{ (N m)}]^2 + \frac{3}{4} [0,00 \text{ (N m)}]^2}}$$

$$d = 0,00975 \text{ (m)} = 9,75 \text{ (mm)}$$

El eje de 5/8 plg (15,875 mm) de diámetro del mismo material, al cual se analiza el factor de seguridad estático.

$$\sigma = \frac{32 * 5,7401 \text{ (N m)}}{\pi [0,015875 \text{ (m)}]^3}$$

$$\sigma = 14,614 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)$$

$$\tau = 0$$

Aplicando la teoría de la energía de distorsión (Von Mises Hencky) se tiene un esfuerzo equivalente de:

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\left[14,614 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)\right]^2 + 3(0)^2}$$

$$14,614 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) = \frac{220,669 \times 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}{n_s}$$

$$n_s = 15,099$$

El factor de seguridad de $n_s = 15,099$ que en el análisis estático es admitido, este eje es maquinado para el alojamiento de rodamientos de un diámetro de 15mm.

3.6.4.10 Selección de rodamientos para el eje secundario. Para la selección del tipo de rodamiento ver **ANEXO K**.

Figura 78. Diagrama de cuerpo libre de reacciones en el eje secundario.



Fuente: Autores

Reacción en A es igual a la reacción en B

$$R_A = R_B = \sqrt{R_a^2 + R_a'^2}$$

$$R_A = R_B = \sqrt{[191,291 \text{ (N)}]^2 + [1,202 \text{ (N)}]^2}$$

$$R_A = 191,295 \text{ (N)}$$

Para un eje de 15 mm de diámetro se tiene un rodamiento rígido de bolas FAG 6202.

$d = 15 \text{ mm}$

$C = 6 \text{ kN}$

$C_o = 3,55 \text{ kN}$

$D = 35 \text{ mm}$

$B = 11 \text{ mm}$

$r = 1 \text{ mm}$

Peso: 0,0048 kg

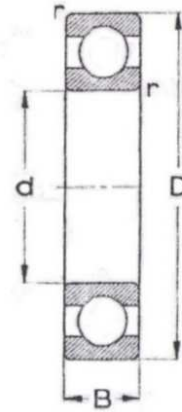
$L_h = 5 \text{ años (43800 h)}$

$f_L = 4,45$ (ANEXO G)

$n = 10 \text{ rpm}$

$f_n = 1,49$ (ANEXO G)

Figura 79. Rodamiento rígido de bolas FAG 6202.



Fuente: Catálogo FAG, pg. 56

Análisis estático

Se determina la capacidad de carga estática requerida:

$$C_o = f_s * P_o$$

Donde:

f_s = Factor de esfuerzos estáticos.

El valor de f_s = (1.0 – 1.5) para condiciones normales: se toma 1.2

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a$$

$F_a = 0$

$X_o = 1$ Factor radial.

$$P_o = F_r = 191,295 \text{ (N)}$$

$$C_{oREQ} = 1,2 * 191,295 \text{ (N)} = 229,554 \text{ (N)}$$

$$C_{oREQ} = 229,554 \text{ (N)} \quad y \quad C_{oDIS} = 3550 \text{ (N)}$$

Como:

$$C_{oREQ} \leq C_{oDIS}$$

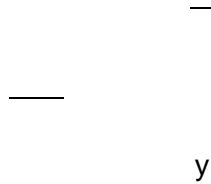
Cumple la condición estática.

Análisis dinámico

Se determina la capacidad de carga dinámica requerida:

$$P = F_r$$

Para —

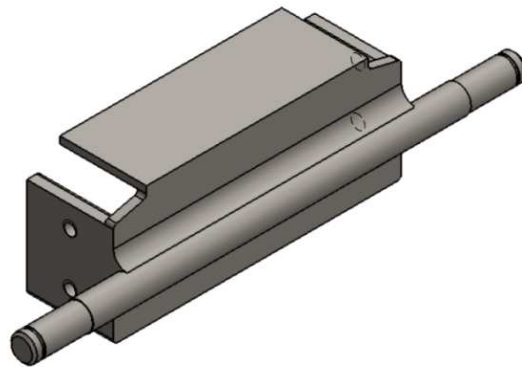


Como:

Cumple la condición dinámica.

Los rodamientos seleccionados para las poleas secundarias son rodamientos rígidos de bolas FAG 6202 que se colocará dos en cada polea.

Figura 80. Base – eje secundario



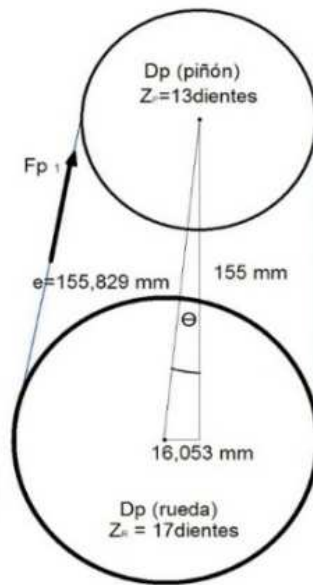
Fuente: Autores

3.6.4.11 Elementos de transmisión primarios por cadena:

Selección de piñón, rueda y cadena.

Los datos para la selección se tomaron del análisis que se realizó en el eje primario. El piñón tiene $Z_1 = 13$ dientes con un paso de $p = 0,5$ plg, su velocidad es $n_1 = 0,936$ rpm con una potencia de $P_1 = 0,797$ W, el número de dientes de la rueda es $Z_2 = 17$ dientes. **ANEXO L.**

Figura 81. Par de piñones de entrada a la caja de cambios.



Fuente: Autores

$$Z_P * \omega_{PRI} = Z_R * \omega_{SEC} \quad (52)$$

$$\omega_{SEC} = \frac{13 * 0,936}{17}$$

$$\omega_{SEC} = 0,716 \text{ (rpm)}$$

$$i = \frac{\omega_{PRI}}{\omega_{SEC}} = \frac{Z_R}{Z_P} \quad (53)$$

$$i = 1,31$$

La relación de transmisión (i) no debe sobrepasar el valor de 6.

Potencia de diseño

$$P_D = P_{pol} * f_s \quad (54)$$

Donde:

P_D = Potencia de diseño

P_{pol} = Potencia en la polea

f_s = Factor de servicio de la carga uniforme

Factor de servicio para carga uniforme $f_s = 1$ ver **ANEXO M**.

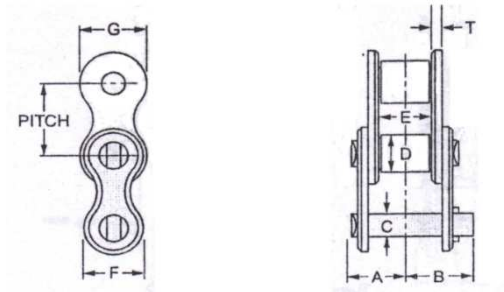
$$P_D = 1 * 0,797$$

$$P_D = 0,797 \text{ (W)}$$

Selección de la cadena primaria

Cadena N° 40 de una hilera para un paso de 0,5plg, REXNORD. (ANEXO N)

Figura 82. Cadena de una hilera N° 40.



Fuente: REXNORD. Catálogo, pág C-9.

Distancia entre centros

$$e \geq D + \frac{d}{2} \geq 3,776 \text{ (plg)} \quad (55)$$

Donde:

D = Diámetro de paso de la rueda (plg)

d = Diámetro de paso del piñón (plg)

e = Distancia entre centros (plg)

Esta es la distancia mínima requerida:

$$e = 2,721 \text{ (plg)} + \frac{2,089 \text{ (plg)}}{2} \geq 3,776 \text{ (plg)} = 95,644 \text{ (mm)}$$

La distancia entre centros disponible es 6,135plg (155,829mm) y la distancia mínima requerida es 3,776plg (95,44mm) la cual se puede aplicar:

$$A = \frac{D-d}{2e} \quad (56)$$

Donde:

A = Factor de centro de las rueda dentada y la longitud de la cadena

$$A = \frac{2,721 \text{ (plg)} - 2,089 \text{ (plg)}}{2 * 6,135 \text{ (plg)}}$$

$$A = 0,39201$$

Con este valor de A se interpola tomando los valores de los factores de ruedas dentadas centro y longitud de la cadena (**ANEXO O**) que se muestran en la tabla 10:

Tabla 10. Interpolación de factores.

A	B	C	D
0,39073	1,8410	0,3722	0,6278
A=0,39201	B = 1,8399	C = 0,3718	D = 0,6282
0,39474	1,8376	0,3708	0,6292

Fuente: Autores

Número de eslabones de la cadena primaria

Para realizar este cálculo se utiliza la siguiente ecuación:

$$N_e = \frac{B \cdot e}{P} + C \cdot t + D \cdot T \quad (57)$$

Donde:

N_e = Número de eslabones

e = Distancia entre centros (plg)

t = Número de dientes del piñón

T = Número de dientes de la rueda

P = Paso de la cadena en (plg)

B, C, D = Factores de centros de las ruedas dentadas y la longitud de la cadena

$$N_e = \frac{1,8399 \cdot 6,135 \text{ (plg)}}{0,5 \text{ (plg)}} + 0,3718 \cdot 13 + 0,6282 \cdot 17$$

$$N_e = 38,088 \text{ (eslabones)}$$

Debido a la distancia entre centros se considera un número de 39 eslabones.

Distancia corregida entre centros

Esta distancia entre centros no puede variar debido a que, tanto el eje primario como la caja de cambios son partes fijas como se muestra en la figura 83, para lo que es necesario colocar un templador para la cadena, en un lugar apropiado donde no interrumpa con el normal funcionamiento de la misma y para el cálculo se considera 39 eslabones.

$$E = \frac{(N_e - C \cdot t - D \cdot T) \cdot P}{B} \quad (58)$$

Donde:

E = Distancia corregida entre centros (mm)

Con esto se determina cuanto se debe templar la cadena.

Figura 83. Posición de la caja de cambios y el eje primario.



Fuente: Autores

Ángulo de contacto de la cadena primaria

Para calcular este ángulo se aplica la ecuación 14:

Donde:

α = Ángulo de contacto (°)

Cumple el requerimiento de que α sea \geq a 120°

Fuerza ejercida en la cadena primaria

$$S = \frac{Z_p * P * \omega_{PRI}}{12} \quad (59)$$

Donde:

S = Velocidad de la cadena (pie/min)

P = Paso de la cadena (plg)

ω_{PRI} = Velocidad en el eje primario (rpm)

12 = Factor de conversión

Z_p = Número de dientes del piñón

$$S = \frac{13 * 0,5 \text{ (plg)} * 0,936 \text{ (rpm)}}{12}$$
$$S = 0,507 \left(\frac{\text{pie}}{\text{min}} \right)$$

Remplazando S en la ecuación:

$$F_{CP} = \frac{33000 * P_D}{S} \quad (60)$$

Donde:

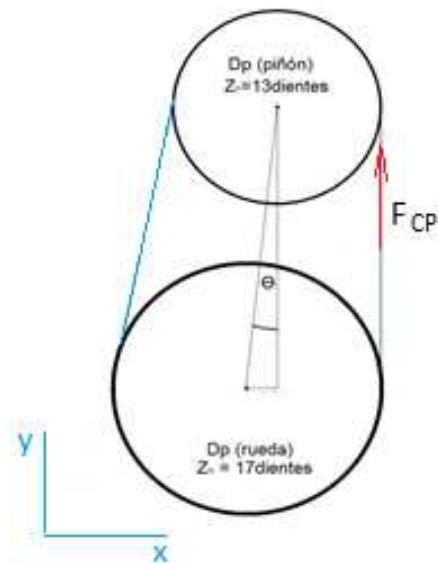
F_{CP} = Fuerza ejercida en cadena primaria

P_D = Potencia en la polea (Hp) = 0.797 W = $1,068 \times 10^{-3}$ Hp

33000 = Factor de conversión

$$F_{CP} = \frac{33000 * 1,068 \times 10^{-3} \text{ (Hp)}}{0,507 \left(\frac{\text{pie}}{\text{min}} \right)}$$
$$F_{CP} = 69,515 \text{ (lb)}$$
$$F_{CP} = 31,526 \text{ (kg)}$$

Figura 84. La fuerza F_{CP} es la ejercida en el eje Y en el plano XY del eje primario.



Fuente: Autores

Torque en la rueda y el piñón primarios

Para el cálculo de este torque para el piñón y la rueda se utiliza la ecuación 28:

$$T_P = F_{CP} * \frac{d}{2}$$

Donde:

T_P = Torque del piñón (N m)

F_{CP} = Fuerza ejercida en cadena primaria (lb)

d = Diámetro de paso del piñón (plg)

$$T_P = 69,515 \text{ (lb)} * \frac{2,089 \text{ (plg)}}{2}$$

$$T_P = 72,608 \text{ (lb plg)}$$

$$T_P = 8,208 \text{ (N m)}$$

Este torque es en el piñón de 13 dientes

$$T_R = F_{CP} * \frac{D}{2}$$

Donde:

T_R = Torque de la rueda (N m)

F_{CP} = Fuerza ejercida en cadena primaria (lb)

D = Diámetro de paso de la rueda (plg)

$$T_R = 69,515 \text{ (lb)} * \frac{2,721 \text{ (plg)}}{2}$$

$$T_R = 94,575 \text{ (lb plg)}$$

$$T_R = 10,676 \text{ (N m)}$$

Este torque es en la rueda de 17 dientes.

Factor de seguridad

$$\eta = \frac{U}{F_{CP}} \quad (61)$$

Donde:

η = Factor de seguridad

U = Fuerza última de la cadena (lb) ver **ANEXO P**.

F_{CP} = Fuerza ejercida en cadena primaria (lb)

$$\eta = \frac{3700 \text{ lb}}{69,515 \text{ lb}}$$

$$\eta = 53,225$$

3.6.4.12 Velocidad requerida para el torneado salomónico. La velocidad angular máxima y la velocidad de avance para el torneado salomónico se toman muy en cuenta, la cual debe tener dos grados de libertad concatenados en un solo giro del mandril por el desplazamiento longitudinal en un metro de la madera a ser trabajada.

Se consideró una relación de transmisión (i) de uno, con la velocidad angular secundaria (ω_{SEC}) igual a 0,716rpm necesaria para los requerimientos del torneado salomónico, se procede a calcular la velocidad angular primaria (ω_{PRI}). Aplicando la ecuación 53 se tiene:

$$i = \frac{\omega_{SEC}}{\omega_{PRI}}$$

Donde:

i = Relación de transmisión

ω_{SEC} = Velocidad angular secundaria del piñón Z_{Rueda} (rpm)

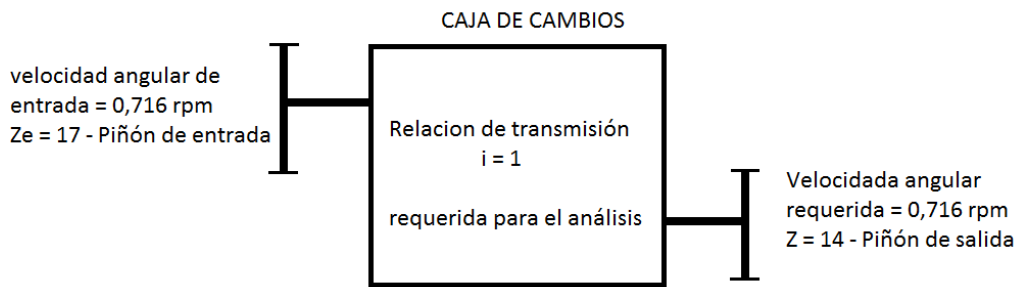
ω_{PRI} = Velocidad angular primaria del piñón $Z_{Piñón}$ (rpm)

$$\omega_{PRI} = \omega_{SEC} * i$$

$$\omega_{PRI} = 0,716 \text{ (rpm)} * 1$$

$$\omega_{PRI} = 0,716 \text{ (rpm)}$$

Figura 85. Velocidad angular de entrada y de salida en la caja de cambios.



Fuente: Autores

La velocidad angular (ω_{SEC}), transmitida mediante el eje de una caja de cambios al piñón (Z_P'), de la cadena secundaria es 0,716rpm.

Esta caja de cambios realiza el sincronizado de velocidades angulares para el trabajo del torneado salomónico. Considerando que la caja de cambios tiene un 80% de rendimiento, se puede calcular una potencia de salida.

$$\eta = \frac{P_S}{P_E} \quad (62)$$

$$P_S = \eta * P_E$$

Donde:

P_S = Potencia de salida (W)

P_E = Potencia de entrada (W)

η = Rendimiento (%)

$$P_S = 0,8 * 0,797 \text{ (W)}$$

$$P_S = 0,638 \text{ (W)}$$

3.6.4.13 Elementos de trasmisión secundarios por cadena. Los datos para esta selección se tomaron de el piñón $Z_P' = 14$ dientes con un paso de $P_p' = 0,5$ plg, su velocidad es $\omega_{PRI}' = 0,716$ rpm, el número de dientes de la rueda Z_R' es 38 dientes.

Ver los datos de los piñones en el **ANEXO L**. Aplicando la ecuación 52 se tiene:

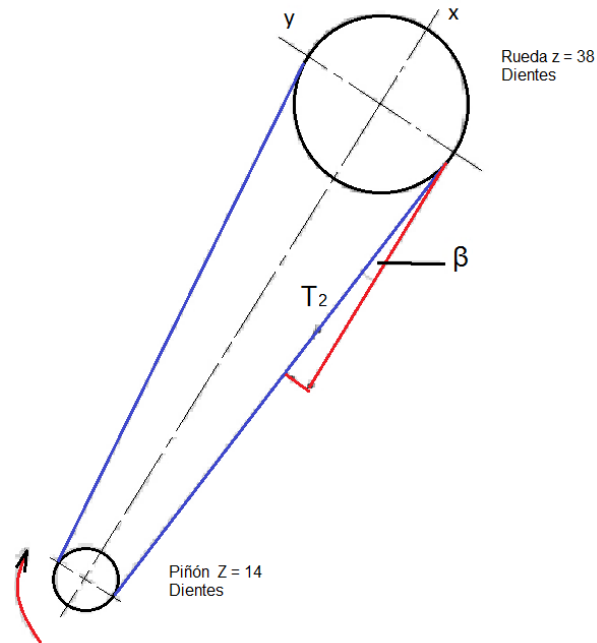
$$\begin{aligned} Z_P' * \omega_{PRI}' &= Z_R' * \omega_{SEC}' \\ \omega_{SEC}' &= \frac{Z_P' * \omega_{PRI}'}{Z_R'} \\ \omega_{SEC}' &= \frac{14 * 0,716}{38} \end{aligned}$$

$$\omega_{SEC'} = 0,264 \text{ rpm}$$

$$i' = \frac{\omega_{PRI'}}{\omega_{SEC'}} = \frac{Z_R'}{Z_P'}$$

$$i' = 2,714$$

Figura 86. Diagrama de cuerpo libre de la cadena secundaria.



Fuente: Autores

La relación de transmisión (i') no debe sobrepasar el valor de 6, que es lo recomendado, el factor de servicio para carga uniforme $f_s = 1$ (**ANEXO M**)

Potencia de diseño

De la ecuación 54 se tiene:

$$P_D' = P_S * f_s$$

$$P_D' = 0,638 * 1$$

$$P_D' = 0,638 \text{ (W)}$$

Selección de la cadena secundaria

Cadena N° 40 de una hilera para un paso de 0,5plg. Ver **ANEXO N**, como se muestra en la figura 82.

Distancia entre centros

La distancia mínima entre centros se encuentra a partir de la ecuación 55:

$$e' \geq D' + \frac{d'}{2} \geq 7,179 \text{ plg}$$
$$e = 6,055 \text{ (plg)} + \frac{2,247 \text{ (plg)}}{2} \geq 7,179 \text{ (plg)} = 182,334 \text{ (mm)}$$

Se tiene una distancia entre centros (e') disponible de 480mm (18,898plg), aplicando la ecuación 56 se halla el número de eslabones necesarios.

$$A' = \frac{D' - d'}{2e'}$$

Donde:

A' = factor de centro de las rueda dentada y la longitud de la cadena

$$A' = \frac{6,055 \text{ (plg)} - 2,247 \text{ (plg)}}{2 * 18,898 \text{ (plg)}}$$
$$A' = 0,21965$$

Interpolando el valor de A se encuentra los factores restantes que se muestran en la tabla 11 de acuerdo con el **ANEXO O**:

Tabla 11. Interpolación de factores para la cadena secundaria

A	B	C	D
0,21644	1,9526	0,4306	0,5694
A' = 0,21965	B' = 1,9512	C' = 0,4296	D' = 0,5705
0,22070	1,9507	0,4292	0,5708

Fuente: Autores

Número de eslabones de la cadena secundaria

Partiendo de la ecuación 57 se determina el número de eslabones:

$$N_{e'} = \frac{B' * e'}{p'} + C' * t' + D' * T'$$
$$N_{e'} = \frac{1,9512 * 18,898 \text{ (plg)}}{0,5 \text{ (plg)}} + 0,4296 * 14 + 0,5705 * 38$$
$$N_{e'} = 101,44$$

Debido a la distancia entre centros se considera un número de 102 eslabones.

Distancia corregida entre centros

Esta distancia entre centros no puede variar debido a que tanto el eje primario como la caja de cambios son partes fijas como se muestra en la figura 87, para lo que es necesario colocar un templador para la cadena, en un lugar apropiado donde no interrumpa con el normal funcionamiento de la misma y para el cálculo se considera 102 eslabones, aplicando la ecuación 58 se tiene:

$$E = \frac{(N_e' - C' * t' - D' * T')P'}{B'}$$

Donde:

E' = Distancia corregida entre centros (mm)

$$E' = \frac{102 - 0,4296 * 14 - 0,5705 * 38}{1,9512} * 0,5 \text{ (plg)}$$
$$E' = 19,041 \text{ (plg)} = 483,648 \text{ (mm)}$$

El valor encontrado de la distancia entre centros corregido nos ayuda a ver cuánto debemos templar la cadena como se puede observar en la figura 87.

Ángulo de contacto de la cadena secundaria

Para calcular este ángulo se aplica la ecuación 14:

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ * \left(\frac{D' - d'}{e'} \right) \geq 120$$

Donde:

α' = Ángulo de contacto (°)

$$\alpha' = 180^\circ - 57^\circ * \left[\frac{6,055 \text{ (plg)} - 2,247 \text{ (plg)}}{18,898 \text{ (plg)}} \right]$$
$$\alpha' = 168,14^\circ$$
$$168,14^\circ \geq 120^\circ$$

Cumple el requerimiento de que α' sea \geq a 120°

Figura 87. Posición de la caja de cambios y la cadena secundaria.



Fuente: Autores

Fuerza ejercida en el piñón de la cadena secundaria

Para el cálculo de esta tensión se aplica la ecuación 59:

$$\frac{S}{S'} = \frac{F_t}{F_t'}$$

Remplazando S' en la ecuación 60:

$$S = \frac{F_t}{S}$$

Torque en la rueda y el piñón secundarios

Para el cálculo de este torque para el piñón y la rueda se utiliza la ecuación 28:

$$T_{P'} = F_{CP'} * \frac{d'}{2}$$

Donde:

$T_{P'}$ = Torque del piñón (N m)

$F_{CP'}$ = Fuerza ejercida en cadena primaria (lb)

d' = Diámetro de paso del piñón (plg)

$$T_{P'} = 67,579 \text{ (lb)} * \frac{2,247 \text{ (plg)}}{2}$$

$$T_{P'} = 75,925 \text{ (lb plg)}$$

$$T_{P'} = 8,573 \text{ (N m)}$$

Este torque es en el piñón de 14 dientes

Mientras que para la rueda se tiene:

$$T_{R'} = F_{CP'} * \frac{D'}{2}$$

Donde:

$T_{R'}$ = Torque de la rueda (N m)

$F_{CP'}$ = Fuerza ejercida en cadena primaria (lb)

D' = Diámetro de paso de la rueda (plg)

$$T_{R'} = 67,579 \text{ lb} * \frac{6,055 \text{ plg}}{2}$$

$$T_{R'} = 204.595 \text{ lb plg}$$

$$T_{R'} = 23,097 \text{ N m}$$

Este torque es en la rueda de 38 dientes.

Factor de seguridad

Para el cálculo del factor de seguridad se utiliza la ecuación 61:

$$\eta' = \frac{U'}{F_{CP'}}$$

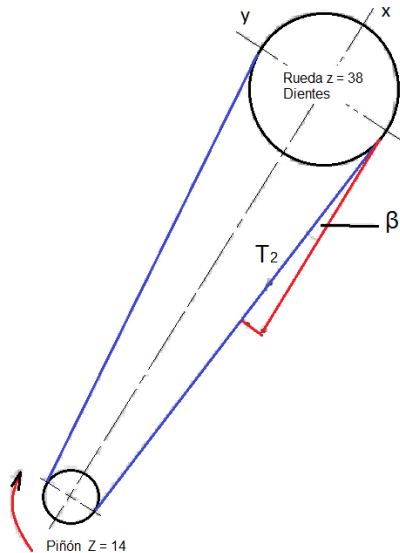
$$\eta = \frac{3700 \text{ (lb)}}{84,632 \text{ (lb)}}$$

$$\eta = 43,719$$

Fuerzas ejercidas en la rueda de la cadena secundaria

Para el cálculo de esta fuerza se necesitan las componentes de la misma como se muestra en la figura 88, y el ángulo β .

Figura 88. Fuerza aplicada en la cadena



Fuente: Autores

$$\beta = 57 * \frac{D' - d'}{e'} \quad (63)$$

Donde:

D' = Diámetro primitivo de la rueda (plg)

d' = Diámetro primitivo del piñón (plg)

e' = Distancia entre centros (plg)

β = Ángulo de contacto de la banda donde se va a calcular las tensiones (°)

$$\beta = 57 * \frac{6,055 \text{ (plg)} - 2,247 \text{ (plg)}}{18,898 \text{ (plg)}}$$
$$\beta = 11,486^\circ$$

Las tensiones se determina usando funciones trigonométricas.

$$T_2 = F_{CP'} = 300,351 \text{ (N)}$$

$$F_{CP'_X} = F_{CP'} * \cos\beta$$

$$F_{CP'_X} = 300,351 \text{ (N)} * \cos 11,486^\circ$$

$$F_{CP'_X} = 294,336 \text{ (N)}$$

La rueda secundaria está conectada a la entrada perpendicular al eje de la caja de engranajes, mediante un mecanismo de rodamientos y un seguro que conecta al plato selector, este plato posteriormente dará las entradas necesarias para realizar el torneado salomónico.

3.6.4.14 *Plato selector:*

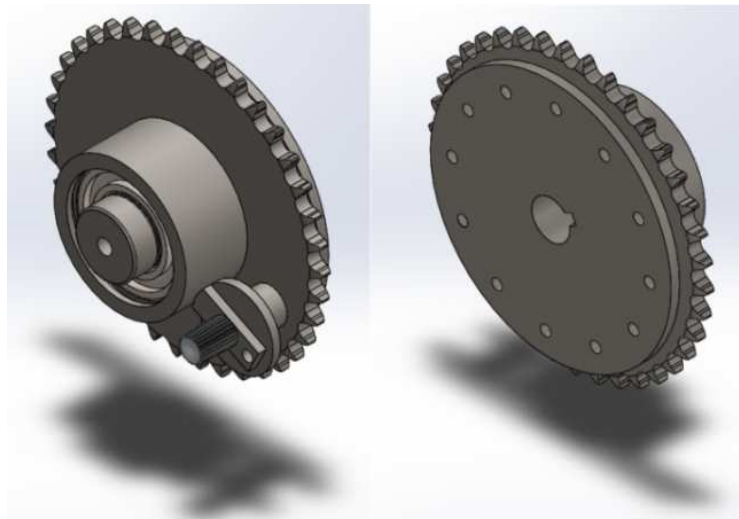
Material: Acero ASTM A36

Resistencia a la fluencia: $S_y = 2356 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$

Resistencia a la tracción: $S_{ut} = 4080 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$

El plato consta de 12 perforaciones equidistantes, que servirá para realizar las espiras sobre la madera. Se acopla por medio de rodamientos al cuerpo del piñón de 38 dientes como se ve el a figura 89.

Figura 89. Plato selector.



Fuente: Autores.

Selección de los rodamientos para el plato selector

La reacción en el eje de la caja de engranajes es 300,351N, la tensión T_2 , se considera tomar un rodamiento rígido de bolas ver **ANEXO Q**.

Rodamiento rígido de bolas FAG 6007.

Peso= 0,167 kg

d = 35 mm

C = 12,5 kN

Co = 8,65 kN

D = 62 mm

B = 14 mm

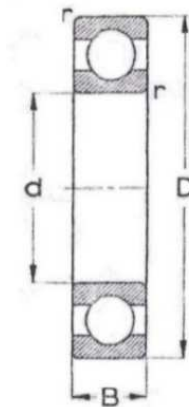
Lh = 5 años (43800 h)

$f_L = 4,45$ (ANEXO G)

n = 2875 rpm

$f_n = 0,226$ (ANEXO G)

Figura 90. Rodamiento rígido de bolas FAG 6007.



Fuente: Catálogo FAG, pg. 57

Análisis estático:

Determinar la capacidad de carga estática requerida considerando la ecuación 42:

$$C_o = f_s * P_o$$

Donde:

f_s = Factor de esfuerzos estáticos.

El valor de $f_s = (1.0 - 1.5)$ para condiciones normales: se toma 1.2

$$P_o = X_o Fr + Y_o Fa$$

$F_a = 0$

$X_o = 1$ Factor radial.

$$P_o = Fr = 300,351 \text{ (N)}$$

$$C_{oREQ} = 1,2 * 300,351 \text{ (N)} = 360,421 \text{ (N)}$$

$$C_{oREQ} = 360,421 \text{ (N)} \quad y \quad C_{oDIS} = 8650 \text{ (N)}$$

Como:

$$C_{REQ} \leq C_{DIS}$$

Cumple la condición estática.

Análisis dinámico:

Determinando la capacidad de carga dinámica requerida:

$$P = Fr$$

Para $\frac{F_a}{Fr} \leq 0,8$

$$F_a = 0$$

$$P = Fr = 300,351 \text{ N}$$

Aplicando la ecuación 45:

$$C_{REQ} = \frac{f_L}{f_n} * P$$

$$C_{REQ} = \frac{4,45}{0,226} * 300,351 \text{ N} = 578,741 \text{ N}$$

$$C_{REQ} = 578,409 \text{ N} \text{ y } C_{DIS} = 12500 \text{ N}$$

Como:

$$C_{REQ} \leq C_{DIS}$$

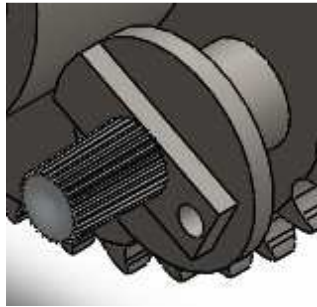
Cumple la condición dinámica.

El cuerpo del plato selector tiene las dimensiones para alojar dos rodamientos.

Acople para el plato y la rueda de la cadena secundaria.

El acople para unir el plato perforado y la rueda de la cadena secundaria es de un material AISI 1010 que tiene un $S_y = 1830 \text{ kg/cm}^2$ y $S_{ut} = 3304 \text{ kg/cm}^2$ que es menor al ASTM 36. Con esto se garantiza que al existir un mal manejo de la máquina este se rompa. Por medio de este acople se puede realizar hasta un máximo de 12 hélices y un mínimo de 1, dependiendo de las habilidades del operador de la máquina.

Figura 91. Acople selector del número de espiras.



Fuente: Autores.

3.6.5 Selección de la caja de cambios. Como el ente de financiamiento tiene la necesidad de hacer varias espiras con diferentes pasos y entradas, se consideró colocar una caja de cambios con relaciones de transmisión que varíen la velocidad angular en el mandril y el avance longitudinal en el carro principal. Para ello se consideró el siguiente análisis para 4 pasos distintos.

Tabla 12. Caja de cambios para 4 hélices.

N° de hélices en 1m	Vel. carro principal (cm/min)	Vel.ang. mandril Piñón de 38 ω (rpm)	Vel.ang. piñón de 14 $i=2,714$ ω (rpm)	Vel.ang. piñón de 17 entrada ω (rpm)	Relación de transmisión necesaria i
1	25	0,25	0,716	0,716	1:1
2	25	0,50	1,357	0,716	1:1,895
3	25	0,75	2,036	0,716	1:2,844
4	25	1	2,714	0,716	1:3,791

Fuente: Autores

Con las relaciones de transmisión necesarias de la columna 6 de la tabla 12 se hace la selección de la caja de cambios más adecuada. Para ello se consideró colocar una caja de motocicleta YAMAHA RZ de 6 marchas que es la que más se próxima a nuestra necesidad.

Figura 92. Caja de cambios de 6 marchas.



Fuente: <http://cuersotecnico demotosicletas.blogspot.com/2011/04/caja-de-cambios-de-motos-de-4-tiempos.html>

Datos:

$z_3 = 14$ dientes

$z_4 = 38$ dientes

$r = 6\text{plg}$

Tabla 13. Número de dientes de cada par de piñones

1	2	3	4	5	6
$z_2=11$	$z_2=13$	$z_2=16$	$z_2=19$	$z_2=23$	$z_2=26$
$z_1=34$	$z_1=32$	$z_1=30$	$z_1=29$	$z_1=23$	$z_1=20$

Fuente: Autores

Tabla 14. Velocidad angular de la caja de cambios.

Velocidad 1		
$\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$ $\omega_2 = \frac{0,716 * 34}{11}$ $\omega_2 = 2,213 \text{ rpm}$ $i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ $i = 1:3,091$	$\omega_2 = \omega_3$ $\omega_3 z_3 = \omega_4 z_4$ $\omega_4 = \frac{2,213 * 14}{38}$ $\omega_4 = 0,815 \text{ rpm}$ $i = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_3}$ $i = 1:2,715$	$v = \omega * r$ $v_{\text{ava}} = 0,815 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{6\text{plg}}{1\text{plg}} * \frac{2,54\text{cm}}{1\text{rev}}$ $v_{\text{avance}} = 78,041 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$
Velocidad 2		
$\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$ $\omega_2 = \frac{0,716 * 32}{13}$ $\omega_2 = 1,762 \text{ rpm}$ $i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ $i = 1:2,46$	$\omega_2 = \omega_3$ $\omega_3 z_3 = \omega_4 z_4$ $\omega_4 = \frac{1,762 * 14}{38}$ $\omega_4 = 0,649 \text{ rpm}$ $i = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_3}$ $i = 1:2,715$	$v = \omega * r$ $v_{\text{ava}} = 0,649 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{6\text{plg}}{1\text{plg}} * \frac{2,54\text{cm}}{1\text{rev}}$ $v_{\text{avance}} = 62,14 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$
Velocidad 3		
$\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$ $\omega_2 = \frac{0,716 * 30}{16}$ $\omega_2 = 1,342 \text{ rpm}$ $i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ $i = 1:1,87$	$\omega_2 = \omega_3$ $\omega_3 z_3 = \omega_4 z_4$ $\omega_4 = \frac{1,342 * 14}{38}$ $\omega_4 = 0,494 \text{ rpm}$ $i = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_3}$ $i = 1:2,715$	$v = \omega * r$ $v_{\text{ava}} = 0,494 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{6\text{plg}}{1\text{plg}} * \frac{2,54\text{cm}}{1\text{rev}}$ $v_{\text{avance}} = 47,3 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$

Tabla 14. (Continuación).

Velocidad 4		
$\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$ $\omega_2 = \frac{0,716 * 29}{19}$ $\omega_2 = 1,093 \text{ rpm}$ $i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ $i = 1:1,526$	$\omega_2 = \omega_3$ $\omega_3 z_3 = \omega_4 z_4$ $\omega_4 = \frac{1,093 * 14}{38}$ $\omega_4 = 0,403 \text{ rpm}$ $i = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_3}$ $i = 1:2,715$	$v = \omega * r$ $v_{\text{ava}} = 0,403 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{6\text{plg}}{1\text{plg}} * \frac{2,54\text{cm}}{1\text{rev}}$ $v_{\text{avance}} = 38,589 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$
Velocidad 5		
$\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$ $\omega_2 = \frac{0,716 * 23}{23}$ $\omega_2 = 0,716 \text{ rpm}$ $i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ $i = 1:1$	$\omega_2 = \omega_3$ $\omega_3 z_3 = \omega_4 z_4$ $\omega_4 = \frac{0,716 * 14}{38}$ $\omega_4 = 0,264 \text{ rpm}$ $i = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_3}$ $i = 1:2,715$	$v = \omega * r$ $v_{\text{ava}} = 0,264 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{6\text{plg}}{1\text{plg}} * \frac{2,54\text{cm}}{1\text{rev}}$ $v_{\text{avance}} = 25,279 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$
Velocidad 6		
$\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$ $\omega_2 = \frac{0,716 * 20}{26}$ $\omega_2 = 0,551 \text{ rpm}$ $i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ $i = 1:1,3$	$\omega_2 = \omega_3$ $\omega_3 z_3 = \omega_4 z_4$ $\omega_4 = \frac{0,551 * 14}{38}$ $\omega_4 = 0,203 \text{ rpm}$ $i = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_3}$ $i = 1:2,715$	$v = \omega * r$ $v_{\text{ava}} = 0,203 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{6\text{plg}}{1\text{plg}} * \frac{2,54\text{cm}}{1\text{rev}}$ $v_{\text{avance}} = 19,439 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$

Fuente: Autores

Una vez obtenidas todas las relaciones de transmisión de cada una de las marchas se determina la posición a la cual va a trabajar en el torneado salomónico.

Tabla 15. Posición de la caja de cambios y avance del torneado

	Relación de transmisión	Velocidad en la caja	Velocidad en el mandril	Avance del torneado	Torque en el mandril	Potencia en el mandril
N°	i	$\omega_c \text{ rpm}$	$\omega_m \text{ rpm}$	cm/min	N.m	W
1	1:3,091	2,213	0,815	78,041	7,105	0,606
2	1:2,46	1,762	0,649	62,14	8,923	
3	1:1,87	1,342	0,494	47,3	11,716	
4	1:1,526	1,093	0,403	38,589	14,385	
5	1:1	0,716	0,264	25,279	21,959	
6	1:1,3	0,551	0,203	19,438	28,535	

Fuente: Autores

3.6.6 Selección del router. Para la selección del router es necesario considerar la potencia generada en el mandril y la potencia al trabajar en la madera realizando así el torneado salomónico para lo que se tiene:

$$P_n = \sum_{i=1}^2 P = P_1 + P_2 \quad (64)$$

Dónde:

P_1 = Potencia en el mandril (W)

P_2 = Potencia al trabajar en la madera (W)

P_n = Potencia neta de trabajo para el torneado salomónico (W)

Potencia en el mandril

La potencia en el mandril es de 0,606W. Como se puede ver en la tabla 11 con un rendimiento de la caja de engranajes del 80%, un torque máximo de 28,535(N m) y una velocidad angular de 0,203rpm. Que tiene la fuerza de 187,238N aplicada a 12plg (304,8mm) de diámetro en cualquier madera a trabajar.

Potencia de trabajo en la madera

La potencia que se genera al trabajar en la madera se basa en la resistencia al corte que esta tiene en las fibras, la resistencia al corte paralela a las fibras varia de 25 y 200 kg/cm² en promedio, cuando se trata perpendicularmente a las fibras es de 3 a 4 veces mayor a la resistencia paralela a las fibras.

$$\tau_{\text{paralelo}} = 25 - 200 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

$$\tau_{\text{perpendicular}} = (3 \text{ a } 4) \left[25 - 200 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \right]$$

Para lo que se tomará el valor máximo de la resistencia al corte que es:

$$\tau_{\text{perpendicular}} = 4 * 200 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

$$\tau_{\text{perpendicular}} = 800 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

De la ecuación 4 se determina la fuerza para el corte

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \therefore \quad F = \tau * A$$

Dónde:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (65)$$

A = Área de la fresa para madera (cm²)

D = Diámetro de la fresa para madera (cm²)

El diámetro máximo y mínimo de las fresas es de (5 a 50)mm de acuerdo a la petición del auspiciante.

Para el diámetro de 50mm = 5cm

$$A = \frac{\pi[5(\text{cm})]^2}{4}$$

$$A = 19,635 (\text{cm})^2$$

$$F = \tau * A$$

$$F = 800 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) * 19,635 (\text{cm})^2$$

$$F = 15708 (\text{kg})$$

$$F = 153938,4 (\text{N})$$

El torque se obtiene de la ecuación 28:

$$T = F * r$$

$$T = 153938,4 (\text{N}) * \frac{0,3938 (\text{m})}{2}$$

$$T = 23460,212 (\text{N m})$$

La potencia se obtiene de la ecuación 27:

$$P = T * \omega$$

$$P = 23460,212 (\text{N m}) * 0,264 * \frac{2 * \pi}{60 (\text{s})}$$

$$P = 648,581 (\text{W})$$

Para el diámetro de 5 mm = 0,5 cm

$$A = \frac{\pi[0,5(\text{cm})]^2}{4}$$

$$A = 0,19635 (\text{cm})^2$$

$$F = \tau * A$$

$$F = 800 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) * 0,19635 (\text{cm})^2$$

$$F = 157,08 \text{ (kg)} = 1539,38 \text{ (N)}$$

$$T = 1539,38 \text{ (N)} * \frac{0,3048 \text{ (m)}}{2}$$

$$T = 234,602 \text{ (N m)}$$

$$P = T * \omega$$

$$P = 234,602 \text{ (N m)} * 0,264 * \frac{2 * \pi}{60 \text{ (s)}}$$

$$P = 6,486 \text{ (W)}$$

Se tomó el valor máximo para la selección del router

$$P_n = P_1 + P_2$$

$$P_n = 0,606 \text{ (W)} + 648,581 \text{ (W)}$$

$$P_n = 649,187 \text{ (W)}$$

$$P_n = 0,87 \text{ (Hp)}$$

Considerando un factor de seguridad de 2 se tiene

$$P_{\text{selec}} = f_s * P_n$$

$$P_{\text{selec}} = 2 * 0,87 \text{ (Hp)}$$

$$P_{\text{selec}} = 1,74 \text{ (Hp)}$$

Se selecciona un router cuya potencia de trabajo sea mayor o igual a la potencia calculada, por lo tanto el router Dewalt de (1¾) Hp es el más óptimo que cumple la condición de trabajo, esta herramienta fue aportada por el auspiciante.

$$P_{\text{router}} \geq P_{\text{selec}}$$

$$1,75 \text{ (Hp)} \geq 1,74 \text{ (Hp)}$$

Figura 93. Router DEWALT de (1¾) Hp.



Fuente: <http://www.dewalt.com/tools/woodworking-routers-dw616.aspx>

3.6.7 Porta router:

Material: Acero ASTM A36

Resistencia a la fluencia: $S_y = 2356 \text{ kg/cm}^2$

Resistencia a la tracción: $S_{ut} = 4080 \text{ kg/cm}^2$

El porta router se aloja directamente en el plato porta herramientas se ajusta directamente mediante dos pernos prisioneros UNC 7/12 x 1/2 pulgadas, en este elemento se aloja el router el cual se sujeta con dos pernos UNC de 1/4 x 1 pulgadas.

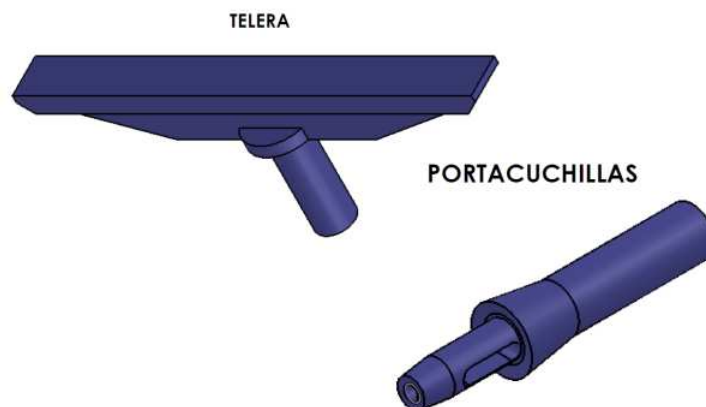
Figura 94. Porta router.



Fuente: Autores.

De acuerdo con la utilidad que se le va a dar a la máquina para el desbaste se tiene herramientas que facilitan este trabajo, como cuchillas, formón, entre otras, mismas que con la ayuda del porta cuchillas y la telera dan forma a las diferentes piezas de madera.

Figura 95. Telera y porta cuchillas.



Fuente: Autores

3.6.8 Análisis de la bancada.La bancada debe soportar las partes fijas y móviles de toda la máquina para torneear madera. Los pesos considerados son:

Partes fijas:

Motor eléctrico = 26 kg

Caja de engranajes = 13,5 kg

Caja de cambios = 10 kg

Eje primario = 3,5 kg

Eje secundario = 2,5 kg

Carcaza = 2,94 kg

Tapas de madera = 9,36 kg

Total=67,8 kg

Partes móviles:

Carro principal = 31 kg

Contrapunto = 18,2 kg

Total= 49,2 kg

Así se tiene que el peso total que debe soportar la bancada es de 117 kg.

Diseño de la bancada

Utilizando el SAP 2000; se realizó el diseño de la bancada del torno para madera con router incorporado, analiza los elementos estructurales basados en modelos idealizados a través de elementos finitos y la interface gráfica, el cual puede empezar por un modelo preliminar que se ajusta al modelo a realizar el análisis.

En el modelo se puede poner las características y/o condiciones de la estructura así puede ser las propiedades de los materiales a utilizar y los mismos elementos estructurales como vigas, columnas. Además se incluye las cargas sobre los elementos estructurales como cargas sísmicas, cargas vivas, etc.

El SAP 2000 da resultados como esfuerzos, reacciones producidas por las cargas, desplazamientos, deformación de los elementos, entre otras.

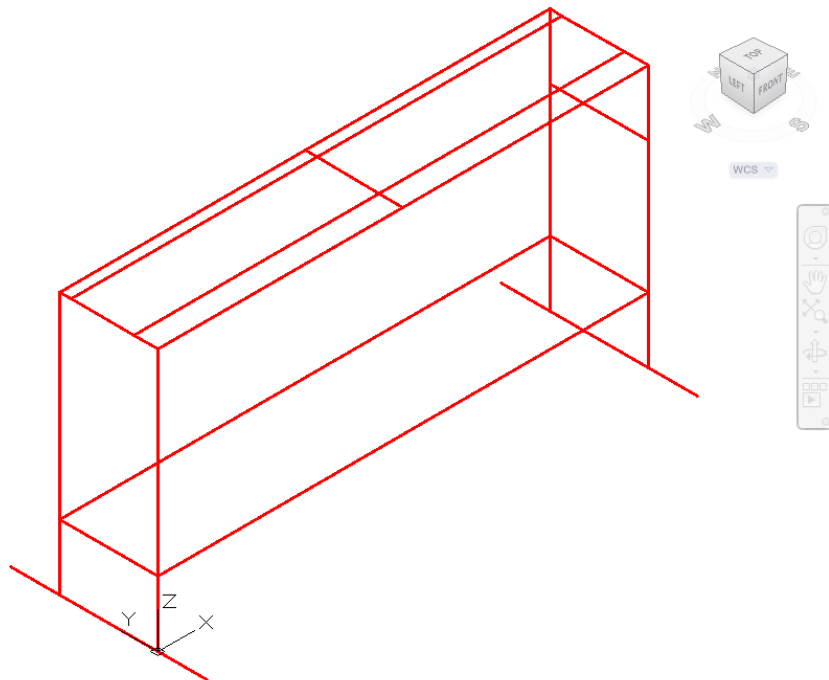
Estructura de la bancada

La estructura de la bancada será un conjunto de elementos como: Perfil IPN 80 y perfil L (50 X 6) mm de acero estructural ASTM A36, unidos por medio de soldadura formando un sistema de nodos rígidos, que fue proporcionado por el auspiciante.

Con ayuda del software AutoCAD 2014 se realizó un esquema de la bancada que es guardado como archivo.dxf que será importado al software SAP 2000.

Este archivo deberá tener la geometría y las dimensiones de la bancada requeridas, largo de 1500 mm, ancho de 300 mm y la altura de 800 mm como se observa en la figura 96.

Figura 96. Esquema de la bancada realizado enAutoCAD



Fuente: Autores

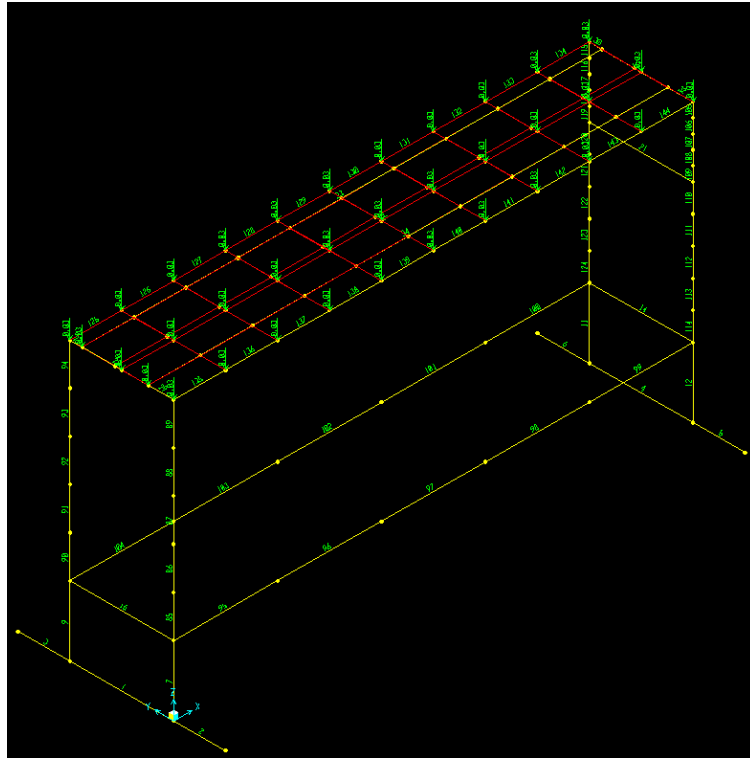
Secciones y cargas definidas

Se debe definir cada una de las secciones como perfil L (50 x 6) mm para los elementos que corresponda a la mesa y perfil IPN 80 para los elementos que correspondan a las guías.

Se asigna las cargas aplicadas; como presión para las condiciones de trabajo sobre las guías que tendrán el desplazamiento del carro principal, contrapunto y router, este último se incorpora al porta herramientas del carro transversal.

Todos estos elementos forman las cargas vivas; que en combinación con las demás partes de la máquina representan las cargas muertas.

Figura 97. Modelo de las cargas aplicadas – vista isométrica Sap2000



Fuente: Autores

Las cargas por los elementos de trabajo son:

CARGA 1 – Transmisión

$$\text{Área} = 212 \text{ mm} \times 1500 \text{ mm} = 318000 \text{ mm}^2$$

$$\text{Pesos en las guías} = 75 \text{ kgf}$$

$$\text{Presión 1} = 0,000236 \text{ kgf} / \text{mm}^2$$

CARGA 2 – Trabajo

$$\text{Área} = 300 \text{ mm} \times 1500 \text{ mm} = 450000 \text{ mm}^2$$

$$\text{Pesos en las guías} = 117 \text{ kgf}$$

$$\text{Presión 2} = 0,00026 \text{ kgf} / \text{mm}^2$$

Según la norma AISC 360 (2005) capítulo L, literal L3 (deformaciones) y los criterios emitidos por Galambos y Ellingwood, los límites comunes para miembros horizontales sujetos a carga viva son:

(66)

Donde:

D_p = Deformación permisible (mm)

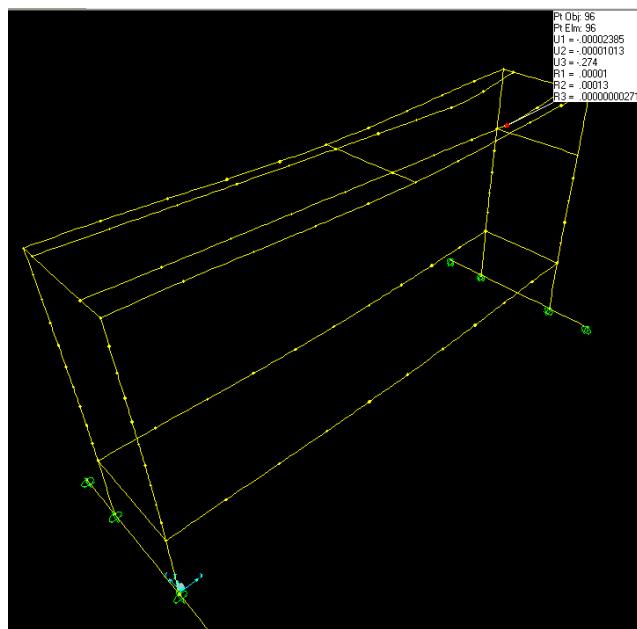
L = longitud de la viga más larga (mm)

Así la longitud de las guías tiene 1500mm por lo que se tiene un factor de flecha permisible de:

El software nos presenta una deformación (Def) de 0,274mm, teniendo en cuenta que la deformación permisible debe ser mayor a la deformación de los elementos:

(67)

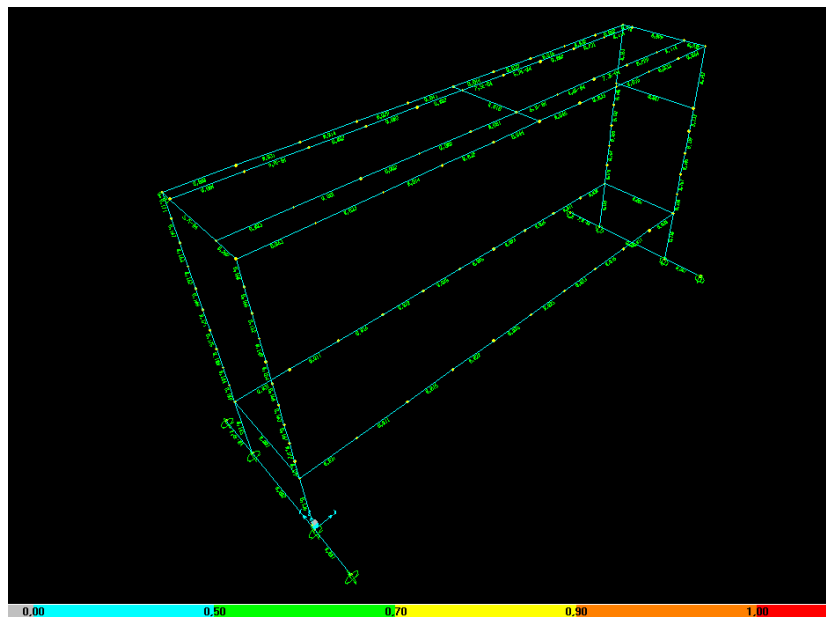
Figura 98. Deformación permisible. Sap2000



Fuente: Autores

Según la figura 99 que muestra la razón demanda – capacidad, podemos verificar que la estructura soporta las cargas a las cuales está sometida.

Figura 99. Razón demanda - capacidad. Sap2000



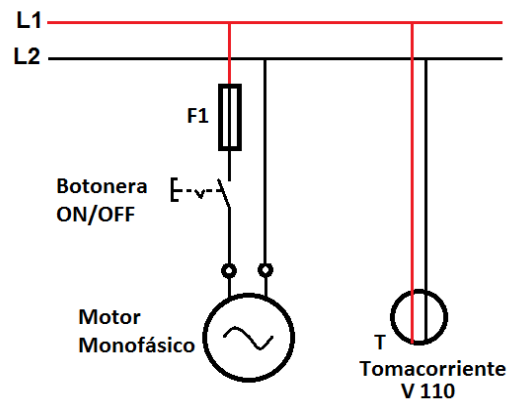
Fuente: Autores

3.7 Circuito de control y potencia

El sistema de control se basa netamente en el encendido de la máquina cuando esta se utilice solo para el torneado y una conexión directa para el router cuando se trabaje con el torneado salomónico.

Este circuito se basa netamente en el encendido y apagado de la máquina, en el cual se tiene: Un motor monofásico de 1Hp de 1730rpm, botonera ON/OFF SPTO BS216B, tomacorriente de dos tomas.

Figura 100. Circuito de control y potencia.



Fuente. Autores.

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA

4.1 Construcción de los diferentes elementos de la máquina

La construcción de los diferentes elementos de la máquina se los adapta a las partes donadas por el auspiciante dispuestos de tal manera que cumplan una determinada función, para lo cual se utiliza las siguientes máquinas – herramientas:

- Fresadora.
- Torno.
- Soldadora eléctrica CA.
- Taladro de pedestal.
- Taladro manual.
- Esmeril.
- Amoladora.
- Cizalla.
- Entenalla (tornillo de banco).
- Arco de sierra.
- Remachadora.
- Machuelos.
- Tarrajas.
- Brocas.
- Calibradores.
- Dobladora.
- Herramientas menores.

La estructura en general fue construida utilizando perfilaría de acero tanto para la bancada y las guías, así se detalla los elementos constitutivos de la maquina en la siguiente tabla 16.

Tabla 16. Elementos constitutivos de la máquina.

SISTEMA	ELEMENTO	CANT.	MATERIAL/MODELO
Sistema estructural para la bancada Y guías	Perfil en I, IPN-80	1	Acero estructural ASTM A36
	Perfil estructural L 3X1/4	1	Acero estructural ASTM A36
	Perfil estructural L 2X1/4	1	Acero estructural ASTM A36
	Plancha 5/16	1	Acero estructural ASTM A36
	Tubo estructural cuadrado 3/4	1	Acero estructural ASTM A36
	Tabla triplex	1	Industrial 9mm
	Tornillo	37	3/16 X 1plg
Carro principal o delantal	Plancha 10mm	1	Hierro fundido
	Carro transversal	1	Hierro fundido
	Base torreta porta herramientas 5mm	1	Acero estructural ASTM A36
	Volante	2	AISI 1018
	Base eje carro principal 8mm	1	Acero estructural ASTM A36
	Torreta porta herramientas	1	Acero estructural ASTM A36
	Pernos	6	Allen 5/16 x 3/4
Transmisión potencia	Motor	1	1Hp
	Polea motriz	1	Aluminio
	Polea conducida	1	Aluminio
Transmisión manual para el avance del carro principal	Eje piñón	1	Acero AISI 1018
	Cremallera	1	Acero AISI 1018
	Rodamiento	2	FAG
	Cable	2	Acero
	Templador	2	Galvanizado
	Pernos	4	1/4plg
	Eje Primario de transmisión	1	Acero AISI 1018
	Chumacera UPC205 16x1"	2	Hierro fundido
	Poleas de acero	2	Acero AISI 1018
	Piñón p=0,5 z=13	1	Acero 4340
	Pernos	4	7/16plg
	Pasadores de presión	3	FAG
	Eje secundario	1	Acero AISI 1018
	Base eje secundario	1	Acero estructural ASTM A36
	Poleas	2	Acero
	Pernos	1	5/16plg
	Tuercas	1	5/16plg
Cadena entrada	1	Rexnord No 40 p=0.5plg	
Piñón	1	z=17 , p=0,5 No 40	

Tabla 16. (Continuación)

	Caja de cambios	1	Yamaha
	Piñón	1	z=14 , p=0,5plg, No 40
	Cadena Salida	1	Rexnord No 40, p=0.5plg
	Catalina	1	Rexnord No 40, p=0.5plg, z=38
	Rodamientos	2	FAG
	Plato selector de entradas	1	ASTM A36
	Prisionero	1	Acero AISI 1018
	Caja de engranajes	1	RN-2M
	Trinche	1	Acero AISI 1018
Sistema eléctrico	Botonera ON/OFF	1	TRIF. 15 ^a
	Cable conductor	1	Cu. N ^o 2x14
	Enchufe	1	15-110V
	Tomacorriente doble	1	Polímero
	Regleta eléctrica	1	Polímero

Fuente. Autores

4.1.1 Operaciones tecnológicas de la máquina. Operaciones tecnológicas realizadas en la construcción de la máquina.

Tabla 17. Operaciones tecnológicas

SISTEMA	ELEMENTO	N.	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO (HORA)
Bancada de la máquina	Estructura metálica	1	Cortado	4
		2	Soldado	2
		3	Esmerilado	0.5
		4	Taladrado	2
		5	Pulido	1
	Soporte de motor	6	Cortado	0.5
		7	Soldado	1
		8	Esmerilado	0.5
		9	Taladrado	0.5
		10	Pulido	0.5
	Guías	11	Cortado	2
		12	Soldado	1
		13	Esmerilado	0.5
		14	Taladrado	2
		15	Pulido	0.5
	Soporte eje primario	16	Cortado	0.5
		17	Soldado	0.5
		18	Esmerilado	0.4
		19	Taladrado	0.5
		20	Pulido	0.3

Tabla 17. (Continuación)

	Soporte eje secundario	21	Cortado	0.6	
		22	Soldado	0.5	
		23	Esmerilado	0.4	
		24	Taladrado	1	
		25	Pulido	0.5	
	Contrapunto	26	Fijado	0.1	
		27	Alineado	1	
		28	Pintado	2	
	Caja de engranajes	29	Lubricado	2	
		30	Ensamblado	1	
Trans.de potencia	Polea motriz	31	Torneado	2	
		32	Ensamblado	0.4	
	Polea conducida	33	Torneado	2	
		34	Ensamblado	0.4	
	Banda	35	Fijado	0.5	
		36	Alineada	0.5	
Transmisión manual para el avance del carro principal	Eje piñón	37	Cortado	1	
		38	Torneado	2	
		39	Taladrado	0,5	
		40	Fresado	5	
		41	Ensamblado	0,5	
	Cremallera	42	Cortado	0.5	
		43	Fresado	8	
		44	Soldado	1	
	Eje primario	Poleas de acero	45	Torneado	2
			46	Ensamblado	0.5
		Piñón z=13, p=0.5	47	Torneado	1
			48	Taladrado	0.5
			49	Soldado	0.5
		Chumaceras	50	Ensambladas	0.5
		Cadena de entrada	51	Cortado	0.2
			52	Ensamblado	0.5
		Cables de A.	53	cortado	0.3
	54		Ensamblado	0.5	
	55		Alineado	1	
	Eje secundario	Poleas de acero	56	Torneado	2
			57	Ensamblado	0.5
		Eje	58	Cortado	0.5
			59	Torneado	3
			60	Taladrado	0.5
	61	Soldado	0.5		
	Velocidades de avance	Piñón de E. z=17, p=0.5	62	Ensamblado	0.5
		Caja de cambios	63	Lubricación	4
64			Ensamblado	1	
Piñón de S. z=14, p=0.5		65	Ensamblado	0.5	
Cadena de Salida		66	Cortado	0.2	
	67	Ensamblado	0.4		

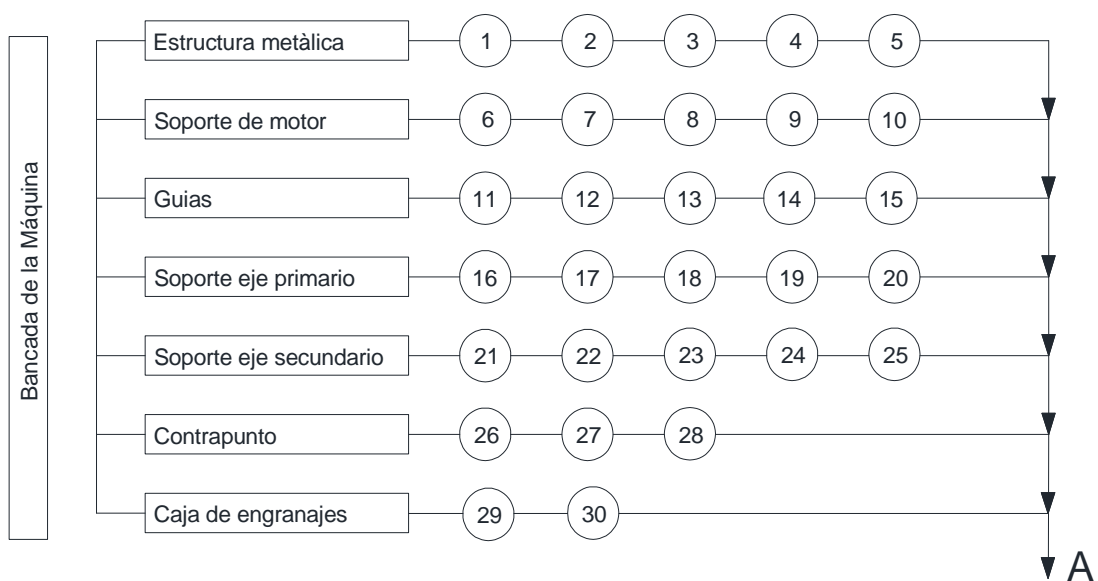
Tabla 17. (Continuación)

	Plato Selector de entradas	Catalina	68	Torneado	2
			69	Ensamblada	0.3
		Pasador seguro	70	Torneado	2
			71	Taladrado	0.2
			72	Soldado	0.2
			73	Pulido	0.3
			74	Torneado	2
			75	Taladrado	1
		Plato	76	Soldado	1
			77	Pulido	0.3
			78	Ensamblado	0.5
			79	Cortado	4
			80	Doblado	3
		Carcasa de la máquina	Tool	81	Taladrado
82	Remachado			3	
83	Pintado			3	
84	Ensamblado			1	
Triplex	85			Cortado	0.5
	86			Taladrado	2
	87			Pintado	2
	88			Ensamblado	2
				TOTAL	105.5

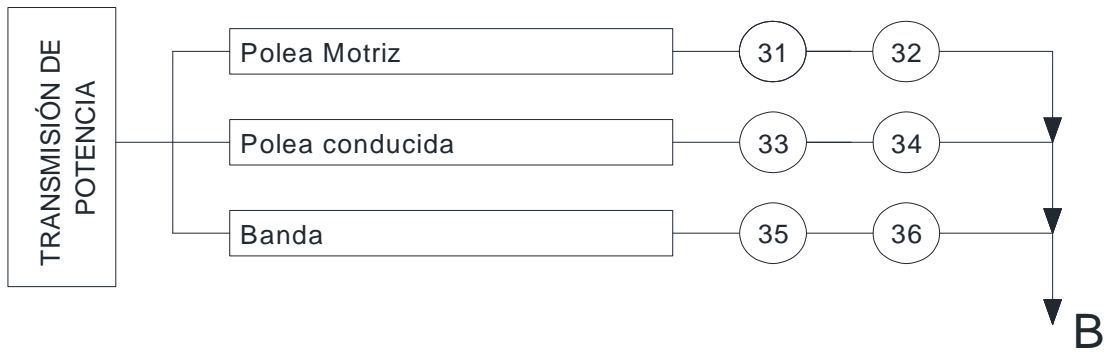
Fuente. Autores

4.1.2 Cursograma de construcción:

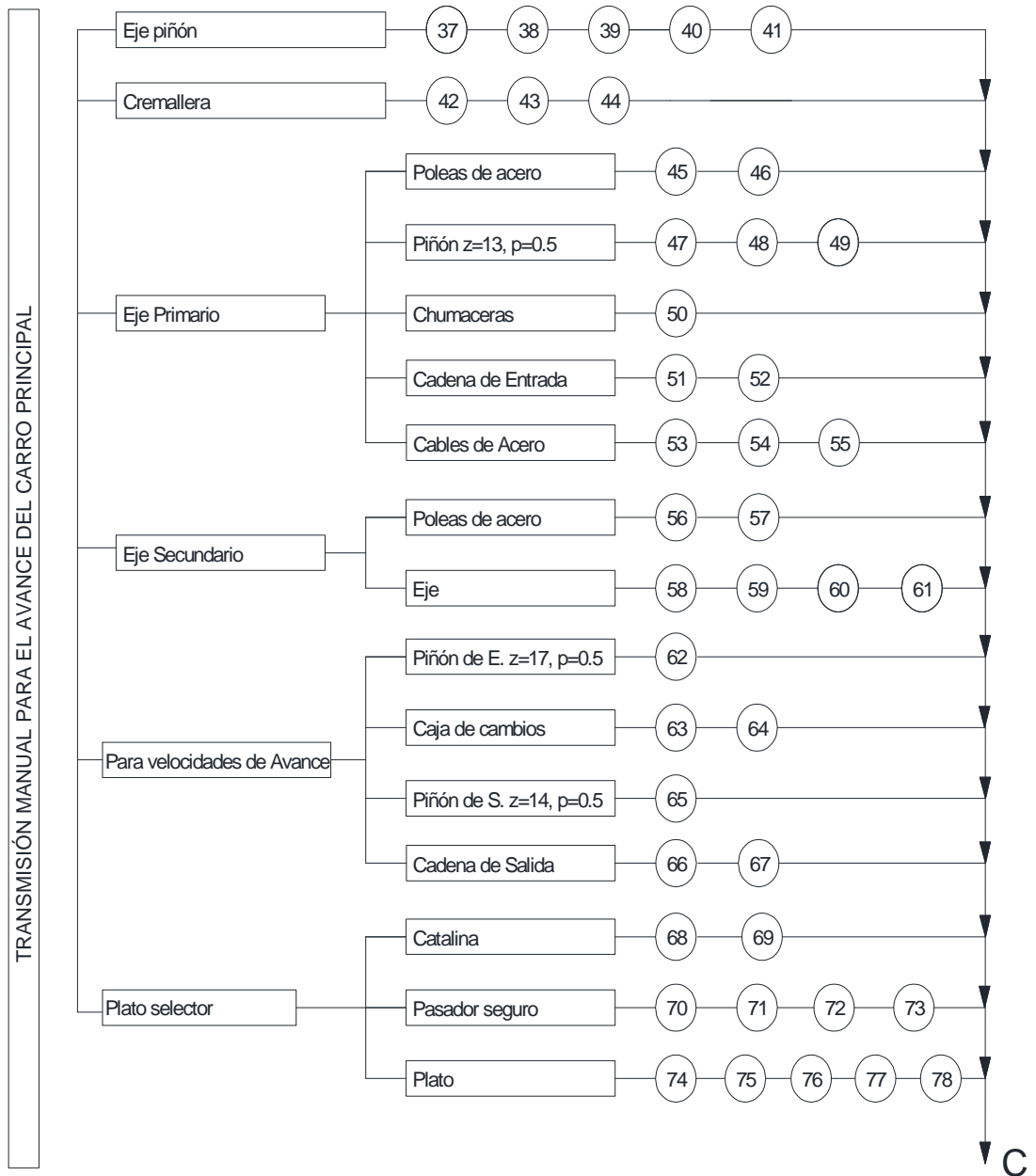
Cursograma de la bancada de la máquina



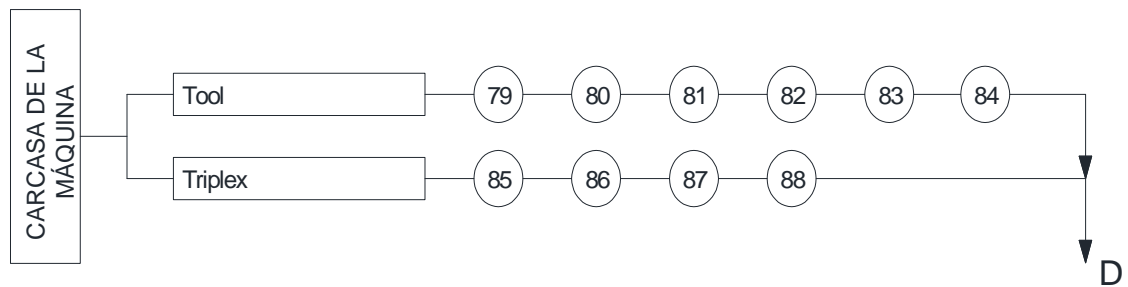
Cursograma de transmisión de potencia



Cursograma de la transmisión manual para el avance del carro principal



Cursogramade la carcasa de la máquina



4.1.3 Montaje de la máquina. El torno para madera con router incorporado fue construido procurando que la mayor parte de las piezas sean desmontables, de tal manera que se facilite el montaje, desmontaje y mantenimiento de la misma.

Tabla 18. Tiempos de montaje sobre la bancada

TIEMPOS DE MONTAJE		
Nº	OPERACIÓN	TIEMPO(HORA)
M1	Montaje del soporte del motor	0.20
M2	Montaje de la caja de engranajes	0.30
M3	Montaje de soporte eje primario	0.15
M4	Montaje de guías	0.15
M5	Montaje de carro principal	0.10
M6	Montaje de contrapunto	0.05
TOTAL		1.45

Fuente. Autores

Tabla 19. Tiempos de montaje para la transmisión de potencia

TIEMPOS DE MONTAJE PARA LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA		
Nº	OPERACIÓN	TIEMPO(HORA)
M7	Montaje de motor	0.20
M8	Montaje de polea motriz	0.05
M9	Montaje de polea conducida	0.05
M10	Montaje de banda	0.05
TOTAL		0.35

Fuente. Autores

Tabla 20. Tiempos de montaje de la transmisión manual para el avance del carro principal

TIEMPOS DE MONTAJE DE LA TRANSMISIÓN		
Nº	OPERACIÓN	TIEMPO(HORA)
M11	Montaje de eje piñón	0.15
M12	Montaje de eje primario	0,10
M13	Montaje de eje secundario	0.10
M14	Montaje de piñón de entrada	0.05
M15	Montaje de cadena de entrada	0.10
M16	Montaje de caja de cambios	0.20
M17	Montaje de piñón de salida	0.10
M18	Montaje de plato selector de entradas	0.05
M19	Montaje de catalina	0.05
M20	Montaje de cadena de salida	0.15
TOTAL		1.45

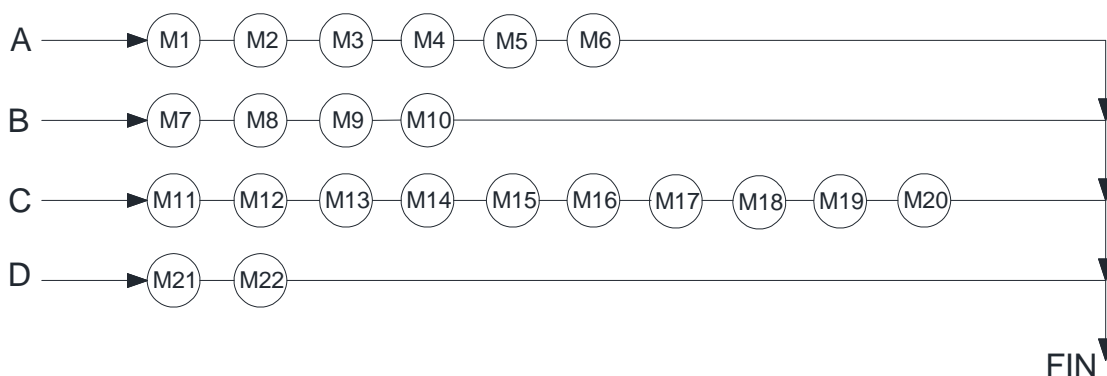
Fuente. Autores

Tabla 21. Tiempos de montaje de la carcasa

TIEMPOS DE MONTAJE DE LA CARCASA		
Nº	OPERACIÓN	TIEMPO(HORA)
M21	Tool	0,45
M22	Triplex	0.05
TOTAL		0.50

Fuente. Autores

Cursograma de montaje de la máquina



4.2 Pruebas

Las pruebas se las realiza para garantizar que la máquina, dependiendo del trabajo que se realice funcionara sin ningún inconveniente teniendo así la seguridad que al final se obtendrá un trabajo de primera

4.2.1 Plan de pruebas. Las que se realizaron en el torno para madera con router incorporado para comprobar su adecuado funcionamiento son:

Prueba N°1, verificación de las dimensiones principales.

Prueba N°2, verificación del correcto funcionamiento de los componentes principales.

Prueba N°3, datos del comportamiento de la máquina trabajando en vacío.

Prueba N°4, se evaluara el comportamiento de la maquina a su carga nominal tanto para el uso como torno como para el torneado salomónico.

Pruebas y resultados

La primera prueba realizada en el torno para madera con router incorporado es verificar las dimensiones principales calculadas en el diseño.

Tabla 22. Prueba N°1, dimensiones.

DIMENSIONES (mm)	ACEPTACIÓN	
	SI	NO
Largo total(1500mm)	X	
Ancho total (300mm)	X	
Altura total (1200mm)	X	

Fuente. Autores

La segunda prueba que se realiza es la verificación de las componentes principales.

Tabla 23. Prueba N°2, funcionamiento

ELEMENTO	FUNCIONAMIENTO		
	Bueno	Regular	Malo
Motor Eléctrico	X		
Caja de engranajes	X		
Banda	X		
Carro principal	X		
Contrapunto	X		
Caja de cambios	X		
Plato selector	X		
Cadenas	X		
Cables	X		

Fuente. Autores

Se realizan pruebas de la máquina trabajando en vacío de los elementos constitutivos para verificar el correcto funcionamiento en un tiempo de 60 (minutos)

Tabla 24. Prueba N°3, elementos constitutivos

ELEMENTO	TIEMPO											
	10		20		30		40		50		60	
	Falla	No Falla	Falla	No Falla	Falla	No Falla	Falla	No Falla	Falla	No Falla	Falla	No Falla
Motor eléctrico		X		X		X		X		X		X
Caja de engranajes		X		X		X		X		X		X
Banda		X		X		X		X		X		X
Carro principal		X		X		X		X		X		X
Contrapunto		X		X		X		X		X		X
Caja de cambios		X		X		X		X		X		X
Plato selector		X		X		X		X		X		X
Cadenas		X		X		X		X		X		X
Cables		X		X		X		X		X		X

Fuente. Autores

Se verifica la máquina en el desbaste de los diferentes tipos de madera para comprobar a la carga nominal que podría fallar.

Tabla 25. Prueba N°4, comportamiento de la máquina como torno.

Tipo de Madera	Desbaste		Pulido		Abrillantado	
	Bueno	Mala	Bueno	Mala	Bueno	Mala
Eucalipto	X		X		X	
Pino	X		X		X	
Cedro	X		X		X	
Chuncho	X		X		X	

Fuente. Autores

Tabla 26. Prueba N°4, comportamiento de la máquina en el torneado salomónico.

Tipo de Madera	Fresado	
	Bueno	Mala
Eucalipto	X	
Pino	X	
Cedro	X	
Chuncho	X	

Fuente. Autores

4.3 Validación de los parámetros de diseño

Tabla 27. Validación de parámetros

PARÁMETROS	CUMPLE	NO CUMPLE
<ul style="list-style-type: none">• La máquina es fácil de operar.	Si	
<ul style="list-style-type: none">• La máquina realiza los siguientes trabajos: rectificado, cilindrado, torneado y torneado salomónico.	Si	
<ul style="list-style-type: none">• La máquina tiene una longitud entre puntos de (1 a 1.20) m.	Si	
<ul style="list-style-type: none">• Las velocidades para el desbaste esta entre (1000-1500) rpm.• La velocidad para el pulido esta entre (1500-2000) rpm.	Si	
<ul style="list-style-type: none">• Deberá satisfacer las necesidades y exigencias de la persona que financia este trabajo.	Si (Oficio de aceptación)	

Fuente. Autores

CAPÍTULO V

5. MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DE LA MÁQUINA

5.1 Manual de funcionamiento

La puesta en marcha del equipo significa poner en funcionamiento toda la máquina para torneear una pieza de madera y darle un cilindrado, para posteriormente realizar el torneado salomónico, que es la aplicación más importante de este proyecto. Para ello se requiere seguir los siguientes pasos:

Paso 1. La máquina debe estar en perfecto estado, es decir ningún imperfecto, tanto de construcción o de funcionamiento antes de encenderla para comenzar el trabajo.

Paso 2. El equipo eléctrico debe estar libre de cualquier objeto o material que no sea parte del mismo.

Paso 3. Controlar y verificar que todas las partes del equipo estén muy bien fijadas sin que existan partes sueltas o desajustadas.

Paso 4. Controlar que el contrapunto este bien fijado por el perno de apriete, a la distancia que se requiera para el trabajo.

Paso 5. Controlar que el porta cuchillas, router, telera dependiendo del trabajo que se vaya a realizar estén centrados a la misma altura del contrapunto y mandril o trinche.

Paso 6. Controlar que el botón de conexión de la máquina este en la posición OFF o apagado.

Paso 7. Verificar que la conexión de voltaje de la máquina este suministrada por una fuente de 110 voltios y 60 Hz.

Paso 8. Colocar la pieza de madera entre el mandril o trinche y fijarla con el contrapunto observando que la madera esté centrada.

Paso 9. Proceder al arranque de la máquina, mediante el botón ON, hasta comprobar que el sistema funcione en perfectas condiciones.

Paso 10. Una vez que el equipo se encuentra funcionando de manera estable se procede al desbaste hasta obtener una pieza cilíndrica.

Paso 11. Una vez obtenido el cilindrado se realiza un afinado superficial y se apaga la máquina.

Paso 12. Señalar sobre la madera el número hélices que se requiere realizar para el torneado salomónico.

Paso 13. Verificar que la caja de cambios se encuentre en la posición que el operador va a utilizar de acuerdo al paso requerido.

Paso 14. Verificar que las cadenas de entrada y salida se encuentren templadas.

Paso 15. Colocar el carro principal en el punto de inicio señalado.

Paso 16. Verificar que el pasador seguro se acople correctamente con el plato selector de entradas.

Paso 17. Se procede a colocar el router en el carro principal, y la fresa se centra en el eje longitudinal de la madera, para poder realizar el torneado salomónico.

El operador de la máquina deberá tener un libro de registros de operación de la misma donde se registre el comportamiento y sus parámetros, pero principalmente las tareas de mantenimiento realizadas o por realizar.

5.1.1 *Libro de registros de parámetros de funcionamiento.* Con el fin de conocer el comportamiento y las acciones de mantenimiento realizadas o por realizar, es necesario contar con un libro de registro de los parámetros de operación mantenimiento y fallas, que de manera permanente e inmovible debe permanecer junto a la máquina para su control por el operador.

En este libro de registro se debe consignar las ocurrencias de todos los eventos que se puedan producir, ello permitirá tener datos estadísticos del comportamiento de la

máquina desde la puesta en marcha y/o paradas forzadas o de mantenimiento hasta el registro de los parámetros de funcionamiento. En la tabla 28 se debe registrar los parámetros de funcionamiento de la máquina para realizar una evaluación de su comportamiento. Por ser un proyecto de media producción, el registro de los parámetros de funcionamiento deberá ser realizado cada 28 piezas producidas durante los primeros 2 meses.

Tabla 28. Registro de mantenimiento y fallas del equipo.

			Fecha					
D	M	A	Elemento	Ajuste de pernos	Engrase	Limpieza	Cambio	Observ
			Motor					
			Caja de cambios					
			Banda					
			Cadenas					
			Guías					
			Router					
			Caja de engranajes					
			Contrapunto					
			Botonera ON-OFF					
			Rodamientos					
			Ejes					
			Piñón y cremallera					
			Carro principal					
			Cable y poleas					
			Otros					

Fuente. Autores

5.1.2 Diagnóstico de fallas. El diagnóstico de una falla es una labor de destreza que es parte de la experiencia que se gana con el trabajo diario y que compete plenamente al operador, quien debe analizar las posibles causas de fallas y luego tomar acciones dependiendo de la magnitud de las mismas y auto-responder a las preguntas básicas como: ¿Qué ocurrió?; ¿Qué falla ocurrió?; ¿Qué acciones se tomó?; y ¿Qué repuestos se utilizaron para resolver el problema?; entre otras.

Esta información, que debe ser registrada en el “libro de registro de mantenimiento y fallas” tabla 28. De esta forma es posible programar acciones de mantenimiento en el futuro y las precauciones que se debe tener para su ejecución.

En las tablas siguientes nos proporcionan lineamientos básicos que puedan ayudar en el proceso de diagnosticar la posible causa de una falla y las posibles alternativas para su solución.

Tabla 29. Diagnóstico de falla en la parte eléctrica

FALLA	POSIBLE CAUSA	ACCIÓN A TOMAR
Conexión de la fuente principal	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Falla el circuito de mando del interruptor. ➤ Defectos en la línea de transmisión. ➤ Aisladores rotos o cortocircuitos en la línea 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Verificar el circuito y reparar si es necesario. ➤ Revisar la línea de transmisión por tramos. ➤ Verificar y ajustar.
Interruptor caliente	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Defectos en el interruptor. ➤ Sobrecarga. ➤ Chispazos en las conexiones. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Reemplazar interruptor. ➤ Reducir la carga. ➤ Verificar y ajustar. ➤ Apagar el equipo y ajustar los bornes flojos.
Circuito del motor	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Chispazos en las conexiones ➤ Defectos en la línea de transmisión. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Verificar el circuito y reparar si es necesario. ➤ Apagar el equipo y revisar detenidamente las conexiones del circuito.

Fuente. Autores

Tabla 30. Diagnóstico de falla en la transmisión.

FALLA	POSIBLE CAUSA	ACCIÓN A TOMAR
Ruido en los rodamientos	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Rodamientos defectuosos. ➤ Algún elemento flojo dentro de los rodamientos. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Cambiar los rodamientos. ➤ Inspeccionar al interior.
Calentamiento en los rodamientos	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Exceso de grasa. ➤ Falta de grasa. ➤ Inadecuado alineamiento. ➤ Tipo de grasa no adecuada. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Inspeccionar, reducir la cantidad de grasa y probar nuevamente. ➤ Inspeccionar, engrasar y probar. ➤ Revisar alineamiento y corregir si es necesario.
Ruido en la cadena	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Cadena poco tensada. ➤ Falta de lubricante en lugares de contacto. ➤ Inadecuado alineamiento. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Inspeccionar y si es el caso tensar bien la cadena. ➤ Lubricar para evitar fricción forzada. ➤ Revisar alineamiento y corregir si es necesario.
Vibración en caja de engranajes	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Pernos de sujeción flojos. ➤ Piñones desgastados. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Revisar y ajustar los pernos si es necesario. ➤ Revisar y verificar dientes de los piñones.
Vibración en la banda	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Inadecuado alineamiento. ➤ Falta de tensar la banda. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Inspeccionar y si es el caso tensar bien la banda jugando con el movimiento del motor.

Fuente. Autores

Tabla 31. Diagnóstico de falla en el sistema de avance del carro principal

FALLA	POSIBLE CAUSA	ACCIÓN A TOMAR
Juego entre carro principal y guías	➤ Desalineamiento o desgaste de las guías	➤ Realizar alineación de guías.
Impedimento del avance	➤ Incrustaciones de viruta en el avance en medio del piñón y cremallera. ➤ Falla de rodamientos.	➤ Limpiar bien el espacio entre dientes de la cremallera. ➤ Cambiar los rodamientos.

Fuente. Autores

5.1.3 Capacitación del operador. Para la operación de la máquina es conveniente adiestrar una o más personas; esta labor se la realizará en el momento en que la máquina entre en funcionamiento conjuntamente con el dueño, en la cual se seleccionará a la persona idónea para el cargo y, en forma práctica, enseñarles el funcionamiento del equipo, los nombres de las partes, el modo de operación y como llevar a cabo las acciones de mantenimiento.

De otro lado es común que el operador sea una persona que, habiendo participado en este tipo de trabajo ha mostrado disciplina y voluntad, ello sumado a una explicación específica lo convierta en persona capacitada para operar esta máquina.

No necesariamente esta es la mejor manera de selección; sin embargo se debe poner mayor cuidado en la selección, y tener en cuenta que el operador cumpla con los siguientes requisitos:

- Tener conocimientos básicos de mecánica y dibujo
- Habilidades manuales para el manejo de herramientas
- Iniciativa e imaginación para la solución de problemas
- Capacidad de deducción para distinguir causa y efecto
- Alto sentido de responsabilidad

Ahora bien las funciones del cargo deben especificarse claramente. En la generalidad de los casos, estas funciones implican:

- a) Poner en marcha la máquina bajo las condiciones normales de trabajo
- b) Parar la máquina bajo condiciones normales

- c) Supervisar y vigilar el pleno funcionamiento de la máquina
- d) Llenar el registro diario de funcionamiento y sucesos no deseados
- e) Realizar maniobras para el cambio de la pieza de madera una vez terminado el trabajo realizado
- f) Detener el funcionamiento de la máquina en caso de anomalías, detectar la causa y proceder a repararla, cuando se trate de anomalías menores
- g) Llevar a cabo acciones de mantenimiento periódicas y programar en el tiempo su repetición

5.2 Manual de mantenimiento

La máquina, con la acción del tiempo y del uso está sujeta a un proceso irreversible de desgaste, de envejecimiento y a una degradación de eficiencia técnica; así como a su obsolescencia tecnológica.

Por lo tanto, para aliviar estos males inevitables se requerirá asociar la vida de estas máquinas con el mantenimiento, para lo cual se pondrá énfasis en los elementos que presentaran con el paso del tiempo fallas debido a su desgaste o deterioro prematuro.

Tabla 32. Manual de mantenimiento

Horas de trabajo	ELEMENTOS O PARTES PRINCIPALES													Trabajos a realizar	
	Motor	Caja de cambios	Banda	Cadena	Router	Caja de engranajes	Contrapunto	Ejes	Rodamientos	Piñón y cremallera	Guías	Cables	Poleas		Carro principal
8 (Diario)			X	X							X				Revisar su correcto tensado
										X				X	Verificar su alineamiento
	X	X				X	X							X	Revisar ajuste de pernos y tornillos
										X					Verificar existencia de suciedad en la cremallera
											X				Verificar existencia de suciedad en las rieles de deslizamiento
160 (Mensual)				X							X			X	Revisar que no haya deformaciones
		X				X				X			X	X	Revisar que no exista anomalías en los rodamientos
				X							X	X			En caso de encontrar anomalías, sustituirlo
						X	X				X			X	Verificar el alineamiento de sus partes

Tabla 29. (Continuación)

480 (Trimestral)						X				X	X	X	X	Realizar una prueba de alineación de los equipos
	X	X				X	X							Verificar el apriete de pernos
		X				X								En caso de existir juego verificar y reparar
		X				X								Nuevo engrase.(Grasa multiuso)
			X	X				X			X	X		Verificar si existe exceso de viruta, hacer su respectiva limpieza.
								X						Revisar que no exista anomalías, en caso de existir sustituirlos
1920 (Anual)			X	X				X		X				En caso de evidenciar demasiado desgaste sustituir.
		X				X		X						Verificar los defectos en los dientes
		X				X		X						En caso de encontrar defectos de dientes, sustituirlo

Fuente. Autores

5.3 Manual de prevención de riesgos

De acuerdo con las normas INEN y con el decreto ejecutivo 2393 que es el reglamento de seguridad y salud de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente de trabajo se realizó este manual de prevención de riesgos, para trabajar como la ley lo estipula.

Para la elaboración del manual de prevención de riesgos de la máquina se debe realizar un análisis de peligros, para lo cual se han de tener presentes todos y cada uno de los riesgos susceptibles que pueden generarse en el torno para madera con router incorporado.

Este análisis se lo realizará teniendo presente:

Análisis de riesgos posibles:

Considerando los límites de la máquina

- En el espacio, movimientos y recorridos
- En la práctica-condiciones de uso.
- En el tiempo-vida global o de componentes

Identificando los peligros con respecto a todas las posibles situaciones que se presentan en la vida de la máquina

- En su construcción.

- En su manutención.
- Transporte.
- Elevación.
- En su montaje e instalación.
- En su puesta en marcha.
- En su funcionamiento.
- Bajo control.
- Bajo fallo.
- Bajo error
- En su mantenimiento
- En su puesta fuera de servicio

Valoración del riesgo:

Para la valoración del riesgo se ha de tener presente:

- La probabilidad de que se produzca un daño.
- La mayor gravedad previsible resultante de este daño.

La probabilidad de producirse un daño está relacionada con la exposición al peligro (frecuencia de acceso y permanencia en la zona peligrosa), así como con la facilidad de desencadenarse un fallo.

La gravedad de los daños puede variar en función de numerosos factores que se debe intentar prever. Se considerará siempre el daño más grave previsible.

Análisis de los peligros específicos:

- **Mecánicos**
 - Corte.
 - Enganche en mandril
 - Atrapamiento en el cabezal o por efecto del giro de la pieza
 - Impacto en pies por caída de piezas
 - Punzonamiento
 - Proyección de partículas a zonas oculares

- **Eléctrico**

- Cortocircuitos.
- Choque eléctrico.

- **Ruido-vibraciones**

Las medidas de seguridad aplicables a una máquina, se pueden dividir en:

- Medidas de seguridad integradas.
- Otras medidas no integradas

Figura 101. Peligros específicos



Fuente:http://www.conectapyme.com/gabinete/publicaciones/trabajo_luminarias.pdf -
Pág. 180

Equipo de protección individual necesario para esta máquina.

- Gafas para protegerse de las proyecciones generadas durante el ciclo de trabajo.
- Botas debido a que existe la posibilidad de caída de piezas.
- Ropa de trabajo para protegerse de enganchones con el husillo y piezas en movimiento de giro.
- Protectores auditivos.
- Mascarilla.

Figura 102. Protección individual



Normas de trabajo seguras y sistemas de protección.

- En la preparación de la máquina se deberá tener en cuenta la conexión para evitar arranques intempestivos durante esta maniobra.
- Debe verificar que la pieza a trabajar tiene dimensión y peso adecuado para las características de esta máquina.
- Se deberá fijar la pieza perfectamente antes de empezar el ciclo de trabajo, sin olvidar de ajustar ninguna de las mordazas.
- Nunca se debe olvidar retirar la herramienta de apriete y siempre que sea posible utilizar herramientas de seguridad.
- Ajustar perfectamente la herramienta de corte seleccionada en el carro portaherramientas.
- Antes de iniciar el ciclo de trabajo seleccionar las revoluciones necesarias, la pieza y la herramienta a trabajar.
- Antes de iniciar el ciclo de trabajo se deberá verificar que todas las protecciones están instaladas y que llevamos los equipos de protección individual indicados.
- Nunca se deberán retirar con la mano sin protección las virutas recién proyectadas.

CAPÍTULO VI

6. ANÁLISIS ECONÓMICO

6.1 Costos de la construcción de la máquina

6.1.1 Costos directos. En los costos directos se toman en cuenta los gastos por materiales, mano de obra, equipos o maquinarias utilizados y transporte. Los mismos que se detallan en la tabla 33.

Costos de materiales

Tabla 33. Costo de materiales

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PREUNITARIO (\$)	CANT.	SUB. TOTAL (\$)
Motor trifásico 1hp	Unidad	180,00	1	180,00
Router tupi	Unidad	360,00	1	360,00
Perfil estructural IPN 80X40X5	6(m)	49,50	0,5	24,75
Perfil estructural L 3X1/4	6(m)	25,25	1	25,25
Ángulo 2x1/4	6(m)	25,37	1	25,37
Ángulo 3/4 (20x2)	6(m)	4,212	2	8,424
Tubo estructural cuadrado 3/4	6(m)	11,50	0.20	1,92
Acero de transmisión 1018 1"	Kg.	2,14	1,41	3,02
Acero de transmisión 1018 5/8"	Kg.	2,14	0,56	1,20
Acero de transmisión SAE	Kg.	2,68	1	2,68
Rodamiento rígido de bolas 6002 FAG.	Unidad	6,48	2	12,96
Rodamiento rígido de bolas 6007 FAG	Unidad	3,13	1	3,13
Rodamiento rígido de bolas 6007 SKF	Unidad	6,70	1	6,70
Templador de acero 1/4"x4"	Unidad	0,58	2	1,16
Templador M12	Unidad	1,00	1	1,00
Templador M8	Unidad	0,62	2	1,24
Polea caracol 5x4x3	Unidad	7,59	2	15,18
Piñón p=0,5 z=13	Unidad	2,00	1	2,00
Piñón p=0,5 z=14	Unidad	2,40	1	2,40
Piñón p=0,5 z=17	Unidad	3,00	1	3,00
Piñón p=0,5 z=38	Unidad	5,00	1	5,00
Banda A46	Unidad	3,50	1	3,50
Cadena p=0,5	Unidad	5,00	1	5,00
Candado para cadena	Unidad	0,60	2	1,20
Chumacera UPC205 16x1"	Unidad	5,38	2	10,76
Pernos 5/16"	Unidad	0,10	4	0,40
Perno 7/16	Unidad	0,65	4	2,60

Tabla 33. (Continuación)

Perno avellanado 6mmx25	Unidad	0,357	10	3,57
Perno allen M8	Unidad	0,23	4	0,92
Perno allen M4	Unidad	0,09	4	0,36
Perno acerado	Unidad	0,22	6	1,35
Prisionero 5/16x1"	Unidad	0,15	1	0,15
Tornillos 3/16"x 1"	Unidad	0,15	30	4,50
Tuercas 3/16"	Unidad	0,05	30	1,50
Rodelas de presión	Unidad	0,02	4	0,08
Tuerca 9/8"	Unidad	0,40	9	3,60
Pasador 6mmx1"	Kg.	3,57	1	3,57
Pasador 6mm	Unidad	0,55	1	0,55
Pasador 8mm	Unidad	0,55	1	0,55
Anillos de sujeción 5/8"	Unidad	0,60	4	2,40
Anillo de sujeción 3/4"	Unidad	0,50	2	1,00
Anillo de sujeción 1"	Unidad	0,50	2	1,00
Caja de cambios de moto	Unidad	60,00	1	60,00
Broca 1/4"	Unidad	1,10	3	3,30
Disco de corte abrasivo	Unidad	1,90	1	1,90
Bronce 2mm	Unidad	25,00	0,2	5,00
Cable de acero Ø5mm	m.	1,52	5	7,60
Botonera ON/OFF Trif. 15A	Unidad	3,89	1	3,89
Cable Conductor Cu. Nº2x14	m.	0,91	5	4,55
Enchufe 15ª 110V	Unidad	2,06	1	2,06
Tomacorriente doble	Unidad	1,46	1	1,46
Electrodos E6011	Kg.	4,95	1	4,95
Electrodos E6013	Kg.	7,35	0,5	3,68
Electrodos E7018	Kg.	10,25	0,2	2,05
Tubo de protección	m.	0,40	1	0,40
Remaches	Unidad	0,05	300	15,00
Tabla triplex 9mm industrial	Unidad	24,50	1	24,50
Tiñer	Litros	1,34	2	2,68
Fondo verde	Gal.	25,00	0,25	6,25
Sintético rojo	Gal.	17,86	0,20	3,57
Sintético blanco	Litros	6,25	0,50	2,13
Lija de hierro 60	Unidad	0,45	2	0,90
Masilla roja	Litros	28,57	0,13	3,57
Lija de agua FANDELI	Unidad	0,36	2	0,72
Catalizador de macilla	Unidad	1,00	1	1,00
Piñón y cremallera	Unidad	350	1	350
SUBTOTAL A				1245,38

Fuente: Autores

Mano de obra

Tabla 34. Mano de obra.

Descripción	Horas-Hombre	Sal. Real/Hora	Subtotal(\$)
Fresador	10	3,80	38,00
Tornero	21,50	3,50	72,25
Maestro mecánico	90	3,50	315,00
Maestro eléctrico	10,50	3,80	39,90
Soldador	9,36	3,50	32,76
SUBTOTAL B			497,91

Fuente: Autores

Equipos y herramientas

Tabla 35. Equipos y herramientas.

Descripción	Horas-máq.	Costos/ hora	Subtotal(\$)
Fresadora	7	1,54	10,78
Torno	10,5	1,35	14,175
Taladro manual	33,75	1,31	44,213
Taladro pedestal	1,75	1,75	3,06
Soldadora eléctrica	3,7	1,54	5,698
Cizalladora	22,5	1,08	24,3
Esmeril	8,9	1,08	9,62
Rectificadora	2	0,9	1,8
Amoladora	0,40	1,22	0,48
Sierra manual	2,55	0,84	2,14
Sierra eléctrica	3,25	1,15	3,72
Escuadra	2,50	0,85	2,12
Flexómetro	1,25	0,80	1,00
Aceitero	0,25	1,00	0,25
Machuelo	0,58	0,85	0,49
Herramientas menores	37.25	1.08	40.23
SUBTOTAL			123,85

Fuente: Autores

Costos de transporte de materiales

El costo por transporte es de 50 dólares debido a que los materiales para construir el torno se encuentran con facilidad.

Costos total directo

Tabla 36. Costo total directo

DESCRIPCIÓN	PRECIO (\$)
Materiales	1245,38
Mano de obra	497,91
Equipos y herramientas	123,85
Transporte	50
TOTAL COSTOS DIRECTOS	1917,14

Fuente: Autores

6.1.2 Costos indirectos. Son los costos en los que intervienen los costos ingenieriles, que tiene un agregado del 25% que está involucrado con la supervisión, diseño y construcción del torno para madera con router incorporado.

Tabla 37. Costos indirectos

COSTOS INGENIERILES	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Supervisión	20	Hora	7	140
Diseño	40	Hora	7	280
SUBTOTAL				420

Fuente: Autores

Tabla 38. Costos total indirectos

COSTOS	PRECIO TOTAL (\$)
Ingenieriles	420
Utilidad	0
Imprevistos	38.34
TOTAL COSTO INDIRECTO	458.34

Fuente: Autores

6.1.3 Costos totales. Los costos totales es el resultado de sumar los costos directos y los costos indirectos; estos precios ya tienen incluido el IVA que es el 12% en nuestro país.

Tabla 39. Costo total de la máquina

COSTOS DIRECTOS	1917,14
COSTOS INDIRECTOS	458,34
TOTAL	2375,48

Fuente: Autores

El costo total del torno para madera con router incorporado es de \$ 2375,48 (Dos mil trescientos setenta y cinco dólares americanos con cuarenta y ocho centavos de dólar).

6.2 Rentabilidad del equipo

6.2.1 Depreciación. Es la disminución del valor de los bienes como consecuencia de determinadas causas. Contablemente depreciación y amortización se consideran sinónimos. Porcentaje de depreciación de la maquinaria (10 % anual), la vida normal de los activos enunciados (máquinas y herramientas) es de 10 años; por lo tanto su

costo total, o sea el 100% de su costo se reduce a una décima parte cada año. La décima parte del 100% es el 10%, ($100\% \div 10 = 10\%$).

Clasificación de la amortización. La amortización se clasifica en:

- Amortización ordinaria: es la desvalorización sistemática del bien, determinada previamente por la empresa.
- Amortización extraordinaria: es la desvalorización imprevista total o parcial del bien, por ejemplo, provocada por un siniestro.

Causas de la depreciación. Las causas pueden ser:

1.- La duración física del activo; se incluyen las causas por:

- Agotamiento.
- Desgaste.
- Envejecimiento

2.- La duración económica del activo; se incluyen las causas por:

- Explotación por tiempo limitado.
- Envejecimiento técnico.
- Envejecimiento económico

Cálculo de la depreciación. Para poder calcular la depreciación hay que tener en cuenta:

- **Vida útil:** Es la duración que se le asigna a un bien como elemento de provecho para la empresa. Las bases utilizadas para la determinación de la vida útil son:
 - Tiempo: años.
 - Capacidad de producción: producción total
- **Valor de salvamento:** Es la estimación del valor que el bien tendrá para la empresa una vez cumplido su vida útil. Surgirá de la diferencia entre el precio de venta estimado y todas las erogaciones necesarias para retirar el bien de servicio.

La vida útil de las maquinas herramientas en su 100% es de 10 años se tomará para la máquina una vida útil de 10 años aproximadamente. El valor de salvamento se denota por la ecuación.

$$V_{\text{salvamento}} = V_{\text{inicial}} - \frac{V_{\text{inicial}} * n}{N} \quad (68)$$

Dónde:

$V_{\text{salvamento}}$ = Valor de salvamento en (\$)

V_{inicial} = Valor de costo inicial en (\$)

n = Tiempo de vida útil 8 años

N = Tiempo de depreciación en 10 años

$$V_{\text{salvamento}} = 2375,48 - \frac{2375,48 * 8}{10}$$

$$V_{\text{salvamento}} = \$ 475,10$$

- **Métodos de depreciación:** Una vez determinado el valor a depreciar y establecida la base para la determinación de la vida útil, resta elegir el método para distribuir ese valor.
- **Método de la línea recta.** El método de la línea recta es el método más sencillo y más utilizado por las empresas, y consiste en dividir, (el valor inicial menos el valor de salvamento del activo) para la vida útil del mismo.

La ecuación para el cálculo es:

$$D_{\text{anual}}(\$) = \frac{V_{\text{inicial}} - V_{\text{salvamento}}}{N} \quad (69)$$

Dónde:

D_{anual} = Depreciación anual (\$)

V_{inicial} = Valor de costo inicial (\$)

$V_{\text{salvamento}}$ = Valor de salvamento (\$)

N = Tiempo de depreciación en 10 años

$$D_{\text{anual}} = \frac{2375,48 - 475,10}{10}$$

$$D_{\text{anual}} = \$ 190,038$$

Como la máquina se deprecia a 10 años entonces se tiene los siguientes datos.

Tabla 40. Depreciación anual de la máquina

TIEMPO	DEPRECIACIÓN ANUAL		
1 año	2375,48	-190,038	=2185,442
2 año	2185,442	-190,038	=1995,404
3 año	1995,404	-190,038	=1805,366
4 año	1805,366	-190,038	=1615,328
5 año	1615,328	-190,038	=1425,29
6 año	1425,29	-190,038	=1235,252
7 año	1235,252	-190,038	=1045,214
8 año	1045,214	-190,038	=855,176
9 año	855,176	-190,038	=665,138
10 año	665,138	-190,038	=475,100
TOTAL	475,10		

Fuente. Autores

El valor de salvamento en diez años de vida útil es 475,10 (cuatrocientos setenta y cinco con diez centavos de dólares americanos) y su depreciación corresponde a 190.04 (ciento noventa con cuatro centavos de dólares americanos)

6.2.2 Determinación del costo de energía. Para determinar el costo de la energía consumida se determinó el consumo diario, para luego calcular el consumo anual y multiplicado por el valor vigente del kW-h del sistema interconectado, encontrando así el valor anual de la energía consumida.

El consumo de energía para un motor de 1 Hp monofásico, consume 1,25kW/h y la máquina trabajara un tiempo estimado de 5 horas diarias.

Para calcular el consumo se tiene la siguiente ecuación:

$$C_{\text{diario}} = C_{\text{motor}} * t \quad (70)$$

Dónde:

C_{diario} = consumo diario(kW-h)

C_{motor} = consumo del motor(kW)

t = Tiempo diario de consumo (horas)

$$C_{\text{diario}} = 1,25 \text{ kW} * 5 \text{ horas}$$

$$C_{\text{diario}} = 6,25 \text{ kW} - \text{h}$$

El precio de consumo del kW-h en el Ecuador es de 0,098dólares. Para calcular el consumo en dólares se tiene.

$$C_{\$} = C_{\text{diario}} * C_{\text{costo}} \quad (71)$$

Dónde:

$C_{\$}$ = costo (\$)

C_{diario} = consumo diario en (kW-h)

C_{costo} = Valor en dólares del (kW-h)

$$C_{\$} = 6,25\text{Kw} - \text{h} * \$ 0.098$$

$$C_{\$} = \$ 0.62 \text{ Diarios} * 30 \text{ Días}$$

$$C_{\$} = \$18,6 + (\text{Impuestos y recaudaciones})$$

$$C_{\$} = \$ 25 * 12 \text{ meses}$$

$$C_{\$} = \$ 300 \text{ anuales}$$

Entonces el valor de pago de energía eléctrica es de 300\$ (dólares americanos), un estimativo del precio de mantenimiento de la máquina anualmente es de 85\$ (dólares americanos).

6.2.3 *Determinación del beneficio de producción.* Para determinar el beneficio de producción anualmente se debe realizar un estimativo mensual y proyectarlo a futuro.

$$B_{\text{mensual}} = 200 \text{ dólares mensuales}$$

$$B_{\text{anual}} = B_{\text{mensual}} * t \quad (72)$$

Dónde:

B_{anual} = beneficio anual en dólares

B_{mensual} = beneficio mensual en dólares

t = Tiempo en meses

$$B_{\text{anual}} = \$200 * 12 \text{ meses}$$

$$B_{\text{anual}} = \$ 2400$$

Un estimativo del beneficio de producción anualmente es de 2400\$(dólares americanos).

6.3 Cálculo del TIR (tasa interna de retorno) y el VAN (valor actual neto)

Para este cálculo hay que tomar en cuenta todas las cantidades y corresponde a:

Ingresos

$$B_{\text{anual}} = \$ 2400$$

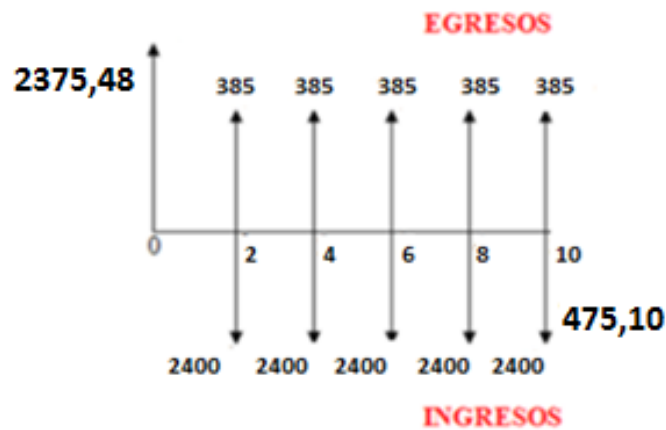
$$V_{\text{salvamento}} = \$ 475,10$$

Egresos

$$C_{\text{máquina}} = \$ 2375,48$$

$$C_{\text{energ+manteni}} = \$ 385$$

Figura 103. Ingresos y egresos por año.



Fuente. Autores

6.3.1 Cálculo del VAN (valor actual neto). El VAN es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión.

$$VAN = \sum_{i=1}^n \frac{FNC_i}{(1+k)^i} - I \quad (73)$$

Dónde:

VAN = Valor actual neto (\$)

FNC = Flujo neto efectivo

k = Tipo de interés

I = Inversión neta

n = Tiempo en años

El valor de k representa la tasa de interés pasiva en un 5,35% normado por el banco central del Ecuador, valor al cual sumado un margen de seguridad del 4,65% debido al flujo de caja y nos permite analizar el valor actual neto (VAN).

Tabla 41. Flujo de caja

AÑO	0	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023
Inversiones	-2375										
Valor de salvamento											475
Ventas netas		2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400
Depreciación		-190	-190	-190	-190	-190	-190	-190	-190	-190	-190
Flujo de caja	-2375	2210	2210	2210	2210	2210	2210	2210	2210	2210	2685

Fuente: Autores

El VAN calculado con la tasa de interés pasiva de 10% es 11 386,95\$.

El VAN calculado con la tasa de interés pasiva de 5,35% es 14 685,02\$.

Estos valores serán utilizados para el cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).

Criterio de decisión

Si el VAN es mayor que 0, aceptar el proyecto. En caso contrario rechazarlo. Si el VAN es mayor a 0 la empresa obtendría un rendimiento mayor que el costo de oportunidad del capital y por lo tanto conviene ejecutar el proyecto. Además obtiene como rendimiento un valor mayor que el monto que invierte, aumentando su valor en el mercado.

Si el VAN es igual a cero, el inversionista estará indiferente entre invertir en el proyecto o en cualquier alternativa. La decisión de inversión se producirá por razones diferentes a la rentabilidad del proyecto.

Si el VAN es menor que cero (negativo), el proyecto no es viable porque no permite recuperar la inversión en términos de valor actual.

6.3.2 Cálculo del TIR (Tasa Interna de Retorno). Es la tasa de interés por medio de la cual se utiliza como criterio para la aceptación o rechazo de un proyecto, a mayor TIR mayor rentabilidad.

$$TIR = i\% + \Delta i\% \left(\frac{VAN^+}{VAN^+ - VAN^-} \right) \quad (74)$$

Dónde:

TIR = Porcentaje de la tasa interna de retorno

$\Delta i\%$ = Variación del porcentaje entre cantidad positiva y negativa

VAN^+ = Valor Actual neto de la cantidad positiva

$i\%$ = Porcentaje último de la variación de cantidades

VAN^- = Valor Actual neto de la cantidad negativa

$$TIR = 0,1 + (0,1 - 0,0535) \left(\frac{14685,02}{14685,02 - 11386,95} \right)$$

$$TIR = 31 \%$$

Criterio de decisión

El criterio de decisión cuando se utiliza la tasa interna de retorno es el siguiente:

Si la TIR es MAYOR que el costo promedio ponderado del capital (k_p), se debe aceptar el proyecto, en caso contrario, rechazarlo. Una TIR mayor que el costo de oportunidad garantiza que el proyecto rinda más que la inversión alternativa.

La tasa de interés pasivas efectivas vigente, dada por el banco central del Ecuador para más de 360 días en el año 2014 es de 5,35%.

Comparamos el TIR (tasa interna de retorno) con el interés pasivo efectivo vigente y tenemos 3 alternativas:

Si $TIR < \%$ vigente el proyecto no es aconsejable

Si $TIR = \%$ vigente el proyecto es indiferente

Si $TIR > \%$ vigente el proyecto es aconsejable

Para nuestro caso:

$$TIR = 31 \%$$

$$i\% = 10 \%$$

6.4 Análisis de resultados

Como el VAN es mayor que 0, se acepta el proyecto, es decir la empresa obtendrá un rendimiento mayor que el costo de oportunidad del capital y por lo tanto conviene ejecutar el proyecto. También se obtiene como rendimiento un valor mayor que el monto que se invierte, aumentando su valor en el mercado.

Además la (tasa interna de retorno) TIR es mayor que el porcentaje de interés de las tasas pasivas efectivas referenciales por el banco central del Ecuador vigentes, por lo tanto es viable hacer la inversión en esta máquina.

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

Para el diseño más adecuado y la construcción del torno para madera fue analizar y determinar las fuerzas que intervienen en el proceso de corte y desbaste. Para luego incorporar el router con la finalidad de realizar el torneado salomónico mediante un avance manual.

De acuerdo con los parámetros de diseño de esta máquina se demuestra que si cumple en los aspectos de minimizar tiempos y maximizar la producción de piezas de madera torneadas. Tanto así que un tallador realiza una pieza de madera en un día y esta máquina realiza el mismo trabajo en una hora.

El tiempo estimado para la vida útil para esta máquina es de ocho años y los elementos constitutivos de la misma se los diseñó de tal manera que logren una funcionalidad total requerida.

La máquina está diseñada para facilitar el desmontaje de cada uno de sus elementos cuando se requiera hacer el respectivo mantenimiento o se requiera el traslado de la misma.

Dentro del país existen muy pocas máquinas que realicen el torneado salomónico y muy poca preocupación para el diseño y construcción de este modelo de torno que tenga la versatilidad para realizar este tipo de trabajos, disminuyendo el esfuerzo físico.

El diseño de la máquina fue realizado considerando los factores de seguridad más convenientes que cumplan con los requerimientos mínimos necesarios. Para lo cual se tiene un sobre dimensionamiento debido a los materiales que fueron proporcionados por el ente de financiamiento.

La máquina requiere personal capacitado a fin de operar y mantener el equipo en las más óptimas condiciones de trabajo para satisfacer los parámetros funcionales y requerimientos estipulados en este documento.

La máquina construida para la economía en la que nuestro país se desarrolla, es de fácil adquisición para las pequeñas y medianas empresas.

El radio máximo posible a trabajar es de 6plg. (152.4mm) que es la distancia entre el centro del mandril y el plato porta herramientas, la distancia máxima a ser torneada es de 1100mm cuando se utiliza el trinche y punto, la distancia máxima a ser torneada con el mandril es de 1000mm.

7.2 Recomendaciones

Para dar inicio al funcionamiento de la máquina debe estar conectada a una fuente de 110V, verificando que la botonera de ON-OFF esté en la posición de apagado.

Al realizar los cambios para determinar el paso y el número de hélices en el torneado salomónico se debe tener en cuenta el requerimiento necesario expresado en la tabla 15.

Para el torneado salomónico, es necesario ubicar el selector de pasos en la posición correcta.

Una vez realizado los trabajos en la máquina se deberá limpiar adecuadamente y registrar cada uno de los mantenimientos realizados.

Hacer uso adecuado de los equipos de protección individual para evitar posibles enfermedades y accidentes laborales.

Ubicar el router de forma adecuada y de manera cuidadosa para evitar posibles enclavamientos y rotura de la fresa.

Realizar el estudio necesario para la automatización completa de la máquina.

BIBLIOGRAFÍA

- ACOSTA, S. 1960.***Maderas del Ecuador*. Quito : casa de la cultura Ecuatoriana, 1960.
- ALBANO, Luis. 2011.** Mi carpintería. *micarpinteria.com*. [En línea] 08 de 03 de 2011. [Citado el: 03 de 11 de 2013.] <http://micarpinteria.wordpress.com/2011/03/08/el-router/>.
- ANANÍAS, Rubén. 1993.***Apuntes de anatomía de la madera*. Universidad de Bío-Bío : Departamento de ingeniería en maderas, facultad de ingeniería, 1993.
- ANDERSON, J y LEAVER, K. 1978.***Ciencia de los materiales*. México : LIMUSA, 1978.
- CAMPOS, A. 1990.***Propiedades y uso de especies madereras de corta rotación*. Santiago, Chile : Corporación de fomento de la producción, 1990.
- CARRILLO, P. 1989.***Propiedades físicas y mecánicas de cinco especies nativas, Aliso, Arrayán, Capulí, Molle y Quishuar*. ESPOCH, Riobamba : s.n., 1989.
- CUEVAS, E. 2003.***Propiedades físicas y mecánicas de la madera*. Chile : Univesidad de Talca, 2003.
- CUEVAS, H. 1982.***Ensayos mecánicos de la madera*. Facultad de ciencias forestales Chile : s.n., 1982.
- DELGADO, G. 1975.***Propiedades de la madera*. Escuela de Ingeniería Forestal Mérida. Venezuela : s.n., 1975.
- ERNITZ, A. 1961.***Manual de maderas*. Buenos Aires : Librería y editorial Alsina, 1961.
- ERNITZ, Antolio. 1996.***Manual de aislación térmica*. Lima : Librería y editorial Alsina, 1996.
- FERNÁNDEZ, Rosalba. 1992.***Materiales estructurales en las obras civiles*. Popayán : s.n., 1992.
- INATEC - Instituto Nacional Tecnológico. 2013.** Torneado en madera. *torneado de piezas para muebles*. [En línea] 27 de 05 de 2013. [Citado el: 15 de 10 de 2013.] <http://www.mific.gob.ni/LinkClick.aspx?fileticket=1Tvk15UI20k%3D&tabid=844&language=es-NI>.
- JIMÉNEZ SARMIENTO, José Santiago. 1995.***La madera*. [pdf] 1995.

KARSULOVIC, J. 1982.*Propiedades físicas y mecánicas de la madera.* Santiago, Chile : Univesidad de Chile, 1982.

KOLMAN, F. 1959.*Tecnología de la madera y sus aplicaciones.* 1959.

LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás. 2001.*Prontuario de máquinas.* Decimatercera edición. España : Paraninfo, 2001.

LEIF.*Secado de la madera.* Perú : s.n.

OSPINA, Carolina. 2006. monografías.com. [En línea] Monografías, 23 de 03 de 2006. [Citado el: 01 de 07 de 2013.] <http://www.monografias.com/trabajos35/torno/torno.shtml>.

PEÑA, Vignote. 2013. Wikipedia. *wikipedia.org*. [En línea] 13 de 05 de 2013. [Citado el: 15 de 09 de 2013.] <http://es.wikipedia.org/wiki/Madera>.

PÉREZ. 1983.*Manual de propiedades físicas y mecánicas de la madera.* 1983.

STOPIN. 1976.*Resistencia de materiales .* 2da. Edición. Moscú : MIR , 1976.

TORRES, H. 1971.*Maderas.* 1971.

VILELA, E. 1969.*Propiedades físicas y mecánicas de 137 maderas Guyana Venezolana.* Caracas : s.n., 1969.

WIKILIBROS. 2009. Ingenieria de fabricación. *Torneado.* [En línea] 22 de 07 de 2009. [Citado el: 05 de 09 de 2013.] http://es.wikibooks.org/wiki/Ingenier%C3%ADa_de_fabricaci%C3%B3n/Torneado.

ZAVALA, P. 1992.*Propiedades físicas y mecánicas de cinco especies nativas: Naranjo, Chachacoma, Piquil, Guzman y Gañal.* ESPOCH, Riobamba : s.n., 1992.

SHIGLEY, Joseph Edward. 1990. Diseño en Ingeniería Mecánica. Quinta edición. México: McGraw-Hill, 1990.

MORÁN I. Apuntes de diseño mecánico.

KUGERFISCHER Georg Schäfer & Co. Programa Standard FAG. Catálogo 41500/2 SA.

Rexnord and Link-Belt Roller Chains. Catálogo.

MAG. Dirección de desarrollo forestal. 1974. Tecnología de la madera. Volumen I. Conocoto.

MANCERO C, VELASTEGUI J, ESPOCH 1993. Tesis de grado, Ingeniería mecánica. Diseño y construcción de un torno para tagua y diseño de módulos para la fabricación de botones de tagua.

CRANE E, 1961. Mecánica de máquinas. Cuarta edición. Estados Unidos de América. McGraw-Hill.