



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO
FACULTAD CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

Proyecto de Investigación previo
a la obtención del título de
Ingeniero Mecánico.

Título del Proyecto de Investigación:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MULTIFUNCIONAL PARA
EL PROCESADO DE MADERA EMPLEADA EN TALLERES DE
EBANISTERÍA”**

Autores:

Romario Raúl Rosado Yépez
Joyce Magdalena Sacón Zambrano

Director de Proyecto de Investigación:
Ing. Daniel Roberto Zapata Hidalgo MSc.

Quevedo - Los Ríos – Ecuador.

2021

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

Yo, **Romario Raúl Rosado Yépez**, declaro que la investigación aquí descrita es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad Técnica Estatal de Quevedo, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

f. _____
Romario Raúl Rosado Yépez
C.C.# 2150265862

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

Yo, **Joyce Magdalena Sacón Zambrano**, declaro que la investigación aquí descrita es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad Técnica Estatal de Quevedo, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

f. _____

Joyce Magdalena Sacón Zambrano

C.C.# 2450178534

CERTIFICACIÓN DE CULMINACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

El suscrito, **Ing. Daniel Roberto Zapata Hidalgo MSc.**, Docente de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, certifica que el estudiante, **Romario Raúl Rosado Yépez**, realizó el Proyecto de Investigación de grado titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MULTIFUNCIONAL PARA EL PROCESADO DE MADERA EMPLEADA EN TALLERES DE EBANISTERÍA**”, previo a la obtención del título de **INGENIERO MECÁNICO**, bajo mi dirección, habiendo cumplido con las disposiciones reglamentarias establecidas para el efecto.



Firmado electrónicamente por:
**DANIEL ROBERTO
ZAPATA HIDALGO**

Ing. Daniel Roberto Zapata Hidalgo MSc.
DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

CERTIFICACIÓN DE CULMINACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

El suscrito, **Ing. Daniel Roberto Zapata Hidalgo MSc.**, Docente de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, certifica que la estudiante, **Joyce Magdalena Sacón Zambrano**, realizó el Proyecto de Investigación de grado titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MULTIFUNCIONAL PARA EL PROCESADO DE MADERA EMPLEADA EN TALLERES DE EBANISTERÍA**”, previo a la obtención del título de **INGENIERO MECÁNICO**, bajo mi dirección, habiendo cumplido con las disposiciones reglamentarias establecidas para el efecto.

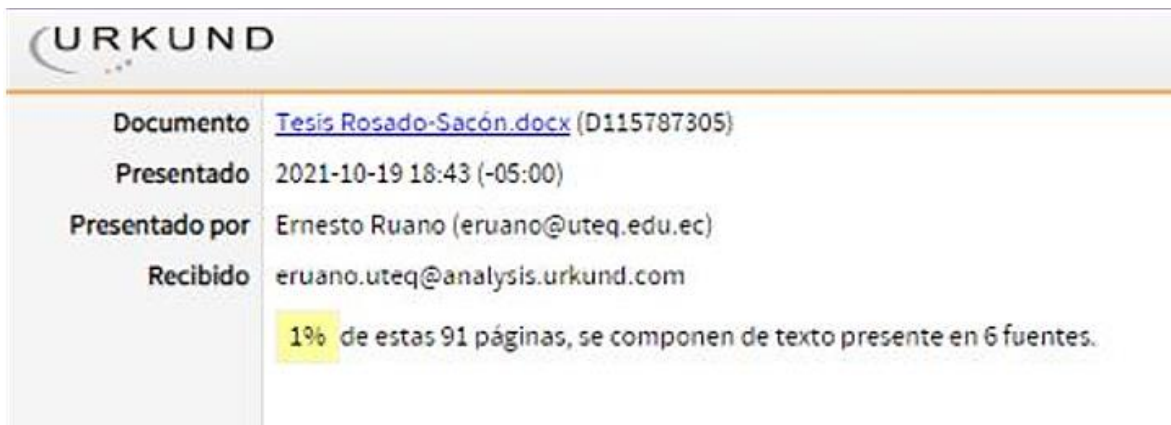


Firmado electrónicamente por:
**DANIEL ROBERTO
ZAPATA HIDALGO**

Ing. Daniel Roberto Zapata Hidalgo MSc.
DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

CERTIFICADO DEL REPORTE DE LA HERRAMIENTA DE PREVENCIÓN DE COINCIDENCIA Y/O PLAGIO ACADÉMICO

Por medio del presente me permito certificar, que los Sres. Rosado Yépez Romario y Sacón Zambrano Joyce, estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica, una vez que se revisó el proyecto de investigación titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MULTIFUNCIONAL PARA EL PROCESADO DE MADERA EMPLEADA EN TALLERES DE EBANISTERÍA**”; tengo a bien certificar que se realizó la revisión respectiva por medio del sistema Urkund, con un porcentaje favorable del 1%. Se adjunta imagen del sistema **Urkund**.



Documento	Tesis Rosado-Sacón.docx (D115787305)
Presentado	2021-10-19 18:43 (-05:00)
Presentado por	Ernesto Ruano (eruan@uteq.edu.ec)
Recibido	eruan.uteq@analysis.orkund.com

1% de estas 91 páginas, se componen de texto presente en 6 fuentes.



Firmado electrónicamente por:
**DANIEL ROBERTO
ZAPATA HIDALGO**

Ing. Daniel Roberto Zapata Hidalgo MSc.
DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO
FACULTAD CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

Título:

“Diseño y construcción de una máquina multifuncional para el procesado de madera empleada en talleres de ebanistería”

Presentado al Consejo Directivo como requisito previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Aprobado por:



Firmado electrónicamente por:
**RODGER
BENJAMIN
SALAZAR LOOR**

PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

Ing. Rodger Benjamín Salazar Loor.



Firmado electrónicamente por:
**YUSIMIT KARINA
ZAMORA
HERNANDEZ**

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Ing. Yusimit Karina Zamora Hernández.



Firmado electrónicamente por:
**JORGE JAVIER
ACOSTA
MANOSALVAS**

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Ing. Jorge Javier Acosta Manosalvas

QUEVEDO - LOS RÍOS – ECUADOR

2021

AGRADECIMIENTO

A mis padres por darme todo el apoyo incondicional tanto económico como emocional para formarme como un profesional responsable.

A todos los miembros de mi familia y mis amigos del grupo “Dinamita” con quienes compartí grandes momentos a lo largo de mi vida universitaria, a mis amigos: Diego Salcedo, Steven Gonzáles, Elmo Pérez y Javier Cerna.

A mi compañera de tesis Joyce Sacón.

A mi tutor de tesis el Ing. Daniel Zapata

A mis amigos del colegio.

Y a todas las personas que forman parte de mi círculo social y me han orientado a ser mejor persona

Romario Raúl Rosado Yépez

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por brindarme salud, persistencia e inteligencia para terminar mis estudios con éxito.

A mis padres por ser mi sustento incondicional, por enseñarme valores y principios para lograr ser una persona de bien.

A mis amigos que formaron parte de esta etapa académica, por siempre brindarme su apoyo.

Al ingeniero Daniel Zapata por ser nuestro tutor en el desarrollo del proyecto de investigación, por siempre predisponer de tiempo para ayudarnos y enseñarnos.

Agradezco a la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, a los ingenieros de la carrera Ing. Mecánica que impartieron de la mejor manera su conocimiento, además de siempre aconsejarme para ser una profesional exitosa.

Agradezco también a mi compañero de tesis Romario Rosado, con quien compartí el desarrollo del presente proyecto.

Joyce Magdalena Sacón Zambrano

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado de mis padres Raúl Rosado y Gloria Yépez, el pilar principal de mi educación.

A mis hermanos Yuly, Shryrley, Ronaldo y Ribaldo, inspiración para ser un buen profesional.

Romario Raúl Rosado Yépez

DEDICATORIA

El presente proyecto de investigación, se lo dedico a Dios por permitirme culminar la carrera con éxito, a mis padres por siempre brindarme su amor, por confiar en mí, y apoyarme en las decisiones tomadas, por ser mi soporte total.

A mi hermano y amigos que me ayudaron en el proceso académico.

Joyce Magdalena Sacón Zambrano

RESUMEN

El presente trabajo de investigación tiene como objetivo el diseño y construcción de una máquina multifuncional utilizada en el proceso de fabricación de muebles o elementos hechos en madera. El estudio comenzó con la elaboración de la casa de la calidad con el propósito de interpretar de forma correcta los requerimientos del usuario para convertirlos en aspectos técnicos, posteriormente se aplicó el método de modulación de la máquina, destacando como mecanismos de mayor importancia el sistema de transmisión de potencia, cortado de madera, canteadora, escopleadora, tupi y afilado de cuchillas de los cuales, se seleccionó la alternativa más adecuada conforme el método de criterios ponderados. El diseño inició con la estimación de potencia y cargas que se desarrolla en cada una de las funciones de la máquina y por ende en sus ejes, los cuales son diseñados mediante el análisis estático con un factor de seguridad de 2, determinando los esfuerzos y el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica obteniendo un factor de seguridad mínimo de 4.1 utilizando el criterio de falla por fatiga de Goodman-modificado. Utilizando el software CAD SolidWorks se modeló la estructura y los componentes de la máquina aplicando en sus dimensiones, criterios ergonómicos para el trabajo de postura en pie, además de análisis estático de sus componentes, mediante simulaciones con cargas estimadas en el software ANSYS. Se elaboraron los planos de taller y ensamble, en los cuales se proporciona la información técnica de los elementos a utilizarse en la construcción de la máquina. Se realizó un protocolo de pruebas para evaluar el correcto funcionamiento de la máquina multifuncional construida, la evaluación fue ejecutada en el taller de ebanistería “Zambrano”, siendo aprobada por su personal. Se elaboró un plan de mantenimiento para cada uno de los elementos de la máquina, así como la selección del lubricante recomendado para su mantenimiento preventivo.

Palabras claves: máquina multifuncional, diseño estático de ejes, diseño por fatiga de ejes, protocolo de pruebas, diseño concurrente.

ABSTRACT

The present research work has as its objective the design and construction of a multifunctional machine used in the manufacturing process of furniture or elements made of wood. The study began with the elaboration of the house of quality with the purpose of interpreting correctly the user's requirements in order to convert them into technical aspects, then the method of modulation of the machine was applied, highlighting as the most important mechanisms the power transmission system, wood cutting, edger, mortiser, shaper, shaper and blade sharpening of which, the most appropriate alternative was selected according to the weighted criteria method. The design began with the estimation of power and loads to be developed in each of the functions of the machine and therefore in its axes, which are designed by static analysis with a safety factor of 2, determining the stresses and fatigue strength limit at the critical location obtaining a minimum safety factor of 4.1 using the Goodman-modified fatigue failure criterion. Using SolidWorks CAD software, the structure and components of the machine were modeled by applying ergonomic criteria for standing work in its dimensions, as well as static analysis of its components, by means of simulations with estimated loads in ANSYS software. Workshop and assembly drawings were prepared, which provide the technical information of the elements to be used in the construction of the machine. A test protocol was carried out to evaluate the correct operation of the multifunctional machine built, the evaluation was executed in the "Zambrano" cabinetmaking workshop, being approved by its personnel. A maintenance plan was elaborated for each one of the elements of the machine, as well as the selection of the recommended lubricant for its preventive maintenance.

Keywords: multifunctional machine, static shaft design, fatigue design of shafts, test protocol, concurrent design.

TABLA DE CONTENIDO

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS	ii
CERTIFICACIÓN DE CULMINACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN.....	iii
CERTIFICADO DEL REPORTE DE LA HERRAMIENTA DE PREVENCIÓN DE COINCIDENCIA Y/O PLAGIO ACADÉMICO	iv
AGRADECIMIENTO	vi
DEDICATORIA.....	vii
RESUMEN.....	viii
ABSTRACT	ix
TABLA DE CONTENIDO	x
ÍNDICE DE TABLAS.....	xx
ÍNDICE DE FIGURAS	xxiii
ÍNDICE DE ECUACIONES	xxvi
ÍNDICE DE ANEXOS	xxix
CÓDIGO DUBLÍN	xxx
LISTA DE ABREVIATURAS.....	xxxí
GLOSARIO DE TÉRMINOS	xxxii
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	2
CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN	2
1.1. Problema de la investigación.....	3
1.1.1. Planteamiento del problema.	3
1.1.2. Formulación del problema.....	3
1.1.3. Sistematización del problema.....	4
1.2. Objetivos.....	5
1.2.1. Objetivo general.	5

1.2.2. Objetivos específicos.....	5
1.3. Justificación.....	6
CAPÍTULO II.....	8
FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN	8
2.1. Marco conceptual.	9
2.1.1. Diseño mecánico.....	9
2.1.2. Proceso de diseño.	9
2.1.3. Ingeniería concurrente.	10
2.1.1.1. Desarrollo de la función de calidad.	10
2.1.1.2. Método ordinal corregido de criterios ponderados.....	11
2.1.4. Madera.....	11
2.1.5. Máquinas herramientas.....	12
2.1.6. Máquinas de carpintería.	12
2.1.7. Procesos de carpintería.	12
2.1.8. Máquina multifunción.	12
2.1.9. Máquina escopleadora.	13
2.1.10. Tupi de carpintería.....	13
2.1.11. Afilador de cuchillas.....	13
2.1.12. Canteadora.	14
2.1.13. Sierra Circular.....	14
2.2. Marco referencial.....	14
2.2.1. Torsión.....	14
2.2.2. Esfuerzo cortante.	15
2.2.2.1. Esfuerzo cortante en vigas.....	15
2.2.2.2. Esfuerzo cortante en elementos de sección circular.	16
2.2.3. Flexión.....	17
2.2.4. Diseño de ejes de transmisión.	18

2.2.5. Límite de resistencia a la fatiga.	19
2.2.6. Criterio de falla por fatiga para esfuerzos fluctuante Goodman.....	19
2.2.7. Combinaciones de modos de cargas.....	20
2.2.8. Relación de transmisión.....	21
2.2.9. Ergonomía de trabajos en posturas de pie.	23
CAPÍTULO III	26
METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN	26
3.1. Localización.....	27
3.2. Tipos de investigación.	27
3.2.1. Investigación descriptiva.	27
3.2.2. Investigación exploratoria.	28
3.2.3. Investigación bibliográfica – documental.....	28
3.2.4. Investigación de campo.	28
3.3. Métodos de investigación.	28
3.3.1. Método analítico.	28
3.3.2. Método inductivo.....	29
3.4. Fuentes de recopilación de información.....	29
3.5. Diseño de la investigación.....	29
3.5.1. Diseño experimental.....	29
3.6. Talento humano y materiales.....	29
CAPÍTULO IV	31
RESULTADOS Y DISCUSIÓN	31
4.1. Resultados.....	32
4.1.1. Casa de la calidad.	32
4.1.1.1. Voz del usuario.....	32
4.1.1.2. Voz del ingeniero.....	32
4.1.1.3. Matriz QFD.	32

4.1.1.4. Conclusiones de la casa de la calidad.....	34
4.1.2. Estructura funcional de la máquina.	34
4.1.3. Definición de módulos.	35
4.2. Soluciones modulares.....	36
4.2.1. Módulo 1.	36
4.2.1.1. Entrada de energía.	36
4.2.1.2. Accionar de motor.	36
4.2.1.3. Transmisión de potencia.....	36
4.2.1.4. Alternativas de módulo.....	36
4.2.1.5. Evaluación de criterios. -módulo 1.....	39
4.2.2. Módulo 2.	42
4.2.2.1. Mecanismo de corte de madera.	43
4.2.2.2. Evaluación de criterios-sierra.	45
4.2.2.3. Mecanismo para alisar e igualar la madera.	49
4.2.2.4. Evaluación de criterios-canteadora.....	52
4.2.2.5. Mecanismo para hacer perfiles en madera.	55
4.2.2.6. Evaluación de criterios-tupi.....	58
4.2.2.7. Mecanismo para realizar agujeros en madera.....	60
4.2.2.8. Evaluación de criterios-escopleadora.	63
4.2.2.9. Mecanismo para afilar cuchillas.....	66
4.2.2.10. Evaluación de criterios-afilador de cuchillas.....	69
4.2.3. Conjunto de soluciones del análisis de criterios ponderados.	71
4.3. Potencias de corte de la sierra.....	72
4.3.1. Selección de la sierra circular.	73
4.3.2. Fuerza de corte necesaria en la sierra.	74
4.3.2.1. Cálculo del área de corte del disco de sierra.	74
4.3.2.2. Cálculo de longitud de corte instantáneo de la sierra.	74

4.3.2.3. Cálculo del número de dientes del disco de sierra cortando al instan.	75
4.3.2.4. Cálculo del espesor medio de la viruta.	76
4.3.2.5. Cálculo de fuerza de corte del disco de sierra.	77
4.3.3. Velocidad de corte del disco de sierra.	77
4.3.4. Cálculo de ángulo de corte del disco de sierra.	77
4.3.5. Potencia requerida/absorbida por la sierra circular.	78
4.3.6. Cálculo de potencia bruta requerida de la sierra.	79
4.3.7. Momento torsor de la sierra.	79
4.4. Potencias de corte de la escopleadora.	80
4.4.1. Selección de la broca de escopleadora.	80
4.4.2. Fuerza de corte necesaria en la escopleadora.	81
4.4.2.1. Cálculo de la profundidad de pasada.	81
4.4.2.2. Cálculo del avance por revolución.	81
4.4.2.3. Cálculo de fuerza de corte del disco de la escopleadora.	82
4.4.2.4. Cálculo de la velocidad de corte de la broca de la escopleadora.	82
4.4.3. Potencia requerida/absorbida por la escopleadora.	83
4.4.3.1. Cálculo de potencia bruta requerida de la sierra.	83
4.4.4. Momento torsor de la escopleadora.	83
4.5. Potencias de corte del afilador de cuchillas.	84
4.5.1. Selección de disco afilador.	84
4.5.2. Fuerza de corte necesaria en disco afilador.	85
4.5.3. Cálculo de la velocidad periférica del disco afilador.	86
4.5.4. Cálculo de la potencia del motor necesaria para el afilador de cuchillas.	87
4.5.5. Cálculo de potencia bruta requerida del afilador.	87
4.6. Cálculo de potencias de corte de la tupi de mesa.	88
4.6.1. Selección de fresa del tupi de mesa.	88
4.6.2. Cálculo de la velocidad de corte.	89

4.6.3. Selección del avance por diente.....	89
4.6.4. Cálculo de la velocidad de avance.....	90
4.6.5. Cálculo de la sección de viruta.....	90
4.6.6. Cálculo de la fuerza de corte necesaria para la fresa del tupí.....	91
4.5.7.1. Cálculo de la constante de proporcionalidad.....	92
4.5.7.2. Cálculo del espesor de viruta.....	92
4.5.8. Potencia requerida/absorbida por la fresa de tupí.....	93
4.5.9. Cálculo de potencia bruta requerida por el tupí.....	93
4.5.10. Momento torsor del tupí.....	94
4.6. Potencias de corte de la canteadora.....	94
4.6.7. Selección de disco afilador.....	94
4.6.8. Cálculo de la potencia del motor necesaria para el disco de lija.....	95
4.6.8.1. Cálculo de la fuerza de rozamiento.....	96
4.6.9. Cálculo de potencia bruta requerida el disco de lija.....	97
4.7. Selección del motor.....	98
4.8. Cálculo de transmisión.....	99
4.8.7. Sierra-Escopleadora-Afilador.....	99
4.8.7.1. Transmisión del eje motor-eje sierra.....	101
4.8.7.2. Cálculo del número de bandas para la polea de la sierra.....	103
4.8.7.3. Cálculo de velocidad de la banda desde el motor a la sierra.....	105
4.8.8. Tupí-Canteadora.....	107
4.8.8.1. Selección de las bandas en el mecanismo tupí de mesa.....	107
4.9. Diseños de ejes.....	111
4.9.1. Eje 1 (sierra, escopleadora, afilador).....	111
4.9.1.1. Diagrama de cuerpo libre del disco de corte.....	111
4.9.1.2. Cálculo de fuerzas de la escopleadora.....	112
4.9.1.3. Diagrama de polea sobre el eje.....	113

4.9.1.4. Diagrama de cuerpo libre del eje 1.....	114
4.9.1.5. Análisis de cargas en plano XY.....	115
4.9.1.6. Análisis de cargas en plano XZ.	116
4.9.2. Eje 2 (tupi, canteadora).....	117
4.9.2.1. Diagrama de cuerpo libre de la Fresa de tupi.	117
4.9.2.2. Diagrama de polea sobre el eje 2.....	118
4.9.2.3. Diagrama de cuerpo libre del eje 2.....	120
4.9.2.4. Análisis de cargas en plano XY.....	121
4.9.2.5. Análisis de cargas en plano XZ.	122
4.9.3. Diseño estático de los ejes de transmisión.....	123
4.9.3.1. Cálculo de diámetro mínimo de los ejes por medio de la teoría de falla ED.	124
4.9.4. Diseño por fatiga de los ejes de transmisión.	126
4.9.4.1. Cálculos de esfuerzos del eje 1 (escopleadora, sierra, afilador).	126
4.9.4.2. Cálculos de esfuerzos del eje 2 (tupi, canteadora).....	127
4.9.4.3. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica.....	128
4.9.4.4. Cálculo del factor de seguridad para el diseño a fatiga del eje de transmisión 1 por el método de Goodman.....	131
4.9.4.5. Cálculo del factor de seguridad para el diseño a fatiga del eje de transmisión 2 por el método de Goodman.....	131
4.10. Selección de rodamientos.	132
4.10.1. Cálculo del factor de velocidad.	132
4.10.2. Cálculo de carga dinámica equivalente.	134
4.10.3. Cálculo de la capacidad de carga dinámica.	136
4.10.4. Cálculo de la capacidad de carga estática.....	136
4.11. Análisis estático y simulaciones de elementos de la máquina.....	137
4.11.1. Estructura base de la máquina.	138
4.11.2. Tablero principal de máquina multifuncional.	138

4.11.3. Simulación estructura de la máquina.....	139
4.11.3.1. Definición del mallado de la estructura.....	139
4.11.3.2. Definición de cargas y apoyos fijos de la estructura.....	139
4.11.3.3. Resultados simulación.....	140
4.11.3.4. Tensión von Mises de la estructura.....	140
4.11.3.5. Desplazamiento estático de la estructura.....	141
4.11.3.6. Factor de seguridad de la estructura.....	142
4.11.4. Simulación tablero de la máquina.....	142
4.11.4.1. Definición de mallado del tablero.....	143
4.11.4.2. Cargas aplicadas en el tablero.....	143
4.11.4.3. Resultados simulación.....	144
4.11.4.4. Tensión von Mises del tablero.....	144
4.11.4.5. Desplazamiento estático en el tablero.....	144
4.11.4.6. Factor de seguridad del tablero.....	145
4.11.5. Simulación del eje de transmisión 1 (sierra, escopleadora, afilador).....	146
4.11.5.1. Definición de mallado del eje 1.....	146
4.11.5.2. Cargas aplicadas en el eje 1.....	146
4.11.5.3. Resultados simulación eje 1.....	147
4.11.5.4. Tensión von Mises del eje 1.....	147
4.11.5.5. Deformación total del eje 1.....	148
4.11.5.6. Factor de seguridad por fatiga del eje 1.....	149
4.11.6. Simulación del eje de transmisión 2 (tupi, canteadora).....	149
4.11.6.1. Definición de mallado del eje 2.....	149
4.11.6.2. Cargas aplicadas en el eje 2.....	150
4.11.6.3. Resultados simulación eje 2.....	151
4.11.6.4. Esfuerzo de von Mises del eje2.....	151
4.11.6.5. Deformación total del eje 2.....	152

4.11.6.6. Factor de seguridad por fatiga del eje 2.....	152
4.12. Selección de poleas del sistema de transmisión de potencia.	153
4.12.1. Polea del eje del motor.	153
4.12.2. Polea del eje tupi-canteadora.....	154
4.12.3. Polea del eje sierra-afilador de cuchillas-escopleadora.....	155
4.13. Construcción e implementación.	156
4.13.1. Equipos y herramientas.	156
4.13.1.1. Equipos.....	156
4.13.1.2. Instrumentos de medición.....	156
4.13.2. Elementos normalizados.....	157
4.13.3. Materia prima.	158
4.13.4. Insumos.....	158
4.13.5. Elementos a construir.	159
4.13.6. Montaje del prototipo.	161
4.14. Pruebas de campo.	163
4.14.1. Análisis de pruebas de campo.	164
4.15. Análisis económico.	164
4.15.1. Análisis de costos directos.....	164
4.15.1.1. Costos de materia prima.	165
4.15.1.2. Costos de elementos normalizados.....	166
4.15.1.3. Costos de maquinado.....	167
4.15.1.4. Costos de montaje.....	167
4.15.1.5. Costo directo total.....	167
4.15.2. Análisis de costos indirectos.....	168
4.15.2.1. Costos de materiales indirectos.	168
4.15.2.2. Costos totales indirectos.	168
4.15.3. Costos totales.....	169

4.16. Análisis de operación.....	169
4.16.1. Reducción del tiempo máquina multifuncional.....	169
4.17. Plan de mantenimiento.	171
4.17.1. Selección de lubricante.....	172
CAPÍTULO V	173
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	173
5.1. Conclusiones.....	174
5.2. Recomendaciones.	175
CAPÍTULO VI.....	176
BILIOGRAFÍA.....	176
6.1. Bibliografía.....	177
CAPÍTULO VII.....	181
ANEXOS	181

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Asignación de valores para los criterios.	11
Tabla 2. Opciones de solución del módulo 1.....	37
Tabla 3. Evaluación del peso específico de cada criterio del módulo 1.	40
Tabla 4. Evaluación del criterio: Eficiencia.	40
Tabla 5. Evaluación del criterio: Costo.	41
Tabla 6. Evaluación del criterio: Peso.	41
Tabla 7. Evaluación del criterio: Nivel de ruido.....	41
Tabla 8. Evaluación del criterio: Mantenimiento.	42
Tabla 9. Conclusiones del módulo 1.	42
Tabla 10. Opciones de módulo 2: Sierra.	43
Tabla 11. Evaluación del peso específico de cada criterio del módulo 2.	46
Tabla 12. Evaluación del criterio: Seguridad.	47
Tabla 13. Evaluación del criterio: Costo.	47
Tabla 14. Evaluación del criterio: Peso.	47
Tabla 15. Evaluación del criterio: Nivel de ruido.....	48
Tabla 16. Evaluación del criterio: Ergonomía.....	48
Tabla 17. Evaluación del criterio: Mantenimiento.	48
Tabla 18. Conclusiones mecanismo de corte de madera.	49
Tabla 19. Opciones de módulo 2: Canteadora.....	49
Tabla 20. Evaluación del criterio: Seguridad.	52
Tabla 21. Evaluación del criterio: Costo.	53
Tabla 22. Evaluación del criterio: Peso.	53
Tabla 23. Evaluación del criterio: Nivel de ruido.....	53
Tabla 24. Evaluación del criterio: Ergonomía.....	54
Tabla 25. Evaluación del criterio: Mantenimiento.	54
Tabla 26. Conclusiones mecanismo para alisar e igualar madera.	54
Tabla 27. Opciones de módulo 2: Tupi.	55
Tabla 28. Evaluación del criterio: Seguridad.	58
Tabla 29. Evaluación del criterio: Costo.	58
Tabla 30. Evaluación del criterio: Peso.	59
Tabla 31. Evaluación del criterio: Nivel de ruido.....	59

Tabla 32. Evaluación del criterio: Ergonomía.....	59
Tabla 33. Evaluación del criterio: Mantenimiento.	60
Tabla 34. Conclusiones mecanismo para hacer perfiles en madera.	60
Tabla 35. Opciones de módulo 2: Escopleadora.	61
Tabla 36. Evaluación del criterio: Seguridad.	64
Tabla 37. Evaluación del criterio: Costo.	64
Tabla 38. Evaluación del criterio: Peso.	64
Tabla 39. Evaluación del criterio: Nivel de ruido.....	65
Tabla 40. Evaluación del criterio: Ergonomía.....	65
Tabla 41. Evaluación del criterio: Mantenimiento.	65
Tabla 42. Conclusiones mecanismo para realizar ranuras en la madera.	66
Tabla 43. Opciones de módulo 2: Afilador.	66
Tabla 44. Evaluación del criterio: Seguridad.	69
Tabla 45. Evaluación del criterio: Costo.	69
Tabla 46. Evaluación del criterio: Peso.	70
Tabla 47. Evaluación del criterio: Nivel de ruido.....	70
Tabla 48. Evaluación del criterio: Ergonomía.....	70
Tabla 49. Evaluación del criterio: Mantenimiento.	71
Tabla 50. Conclusiones mecanismo para afilar cuchillas.....	71
Tabla 51. Especificaciones disco de sierra seleccionado.....	73
Tabla 52. Brocas para madera.	80
Tabla 53. Especificaciones disco afilador de cuchillas.	85
Tabla 54. Especificaciones la fresa de tupi.....	88
Tabla 55. Avance por diente.....	89
Tabla 56. Especificaciones disco de lija.	95
Tabla 57. Especificaciones motor.....	98
Tabla 58. Correas de Transmisión Industrial.....	102
Tabla 59. Factor de corrección K1 por ángulo de contacto.....	105
Tabla 60. Factor de corrección de longitud de banda K2.	105
Tabla 61. Potencias nominales de bandas en V estándar.....	106
Tabla 62. Potencias nominales de bandas en V estándar.....	110
Tabla 63. Factor de modificación de superficie.....	129
Tabla 64. Factor de temperatura en rodamientos.....	134

Tabla 65. Factor de carga radial (X) and axial load factor(Y).....	135
Tabla 66. Cargas aplicadas a la estructura.....	140
Tabla 67 Dimensiones de polea del motor	154
Tabla 68. Dimensiones de polea de tupi-canteadora.	154
Tabla 69. Dimensiones de polea de sierra, afilador de cuchillas, escopleadora.	155
Tabla 70. Elementos normalizados utilizados en la construcción de la máquina.....	157
Tabla 71. Materia prima utilizada en construcción de máquina.	158
Tabla 72. Elementos a construir.	159
Tabla 73. Secuencia ensamble del prototipo.	162
Tabla 74. Costo de materia prima.....	165
Tabla 75. Costos de elementos normalizados.....	166
Tabla 76. Costos de maquinado.....	167
Tabla 77. Costos de montaje.....	167
Tabla 78. Suma de costos directos.....	168
Tabla 79. Costos de materiales indirectos.	168
Tabla 80. Suma de costos indirectos.....	169
Tabla 81. Suma de costos totales.....	169
Tabla 82. Tiempo empleado para cortar y cantear una tabla.....	170
Tabla 83. Tiempo empleado para cortar, cantear y crear una ranura en una tabla.	170
Tabla 84. Tiempo empleado para cortar, cantear y moldurar una tabla.	170
Tabla 85. Tiempo empleado para crear una puerta en ambos casos.....	171
Tabla 86. Mantenimiento preventivo.....	172

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Máquina multifuncional.....	13
Figura 2. Par torsor en un eje circular.	14
Figura 3. Fuerza cortante por flexión.	15
Figura 4. Distribución de esfuerzo cortante de un elemento de sección transversal.....	16
Figura 5. Componente sometido a flexión.	17
Figura 6. Diagrama de criterio Goodman modificado.....	20
Figura 7. Sistema de transmisión banda-polea.	21
Figura 8. Altura y postura de trabajo.....	23
Figura 9. Localización desarrollo del proyecto.	27
Figura 10. Casa de la calidad de la máquina multifuncional.....	33
Figura 11. Estructura funcional de la máquina.....	34
Figura 12. Definición modular.	35
Figura 13. Solución A: Cadenas y piñones.	37
Figura 14. Solución B: Bandas y poleas.....	38
Figura 15. Solución C: Banda dentada y piñones.	39
Figura 16. Solución A: Sierra Cinta.	43
Figura 17. Solución B: Sierra Circular.	44
Figura 18. Solución C: Caladora.	45
Figura 19. Solución A: Lijadora de banda y disco.	50
Figura 20. Solución B: Lijadora de banda horizontal.....	51
Figura 21. Solución C: Lijadora con disco de lija.	51
Figura 22. Solución A: Tupi de mesa.....	55
Figura 23. Solución B: Fresadora vertical y horizontal.....	56
Figura 24. Solución C: Tupi Router.	57
Figura 25. Solución A: Escopleado horizontal.....	61
Figura 26. Solución B: Escopleado vertical.	62
Figura 27. Solución C: Escopleado triangular.....	63
Figura 28. Solución A: Afilado de disco vertical.	67
Figura 29. Solución B: Afilado de banda.	67
Figura 30. Solución C: Afilado de esmeril.....	68
Figura 31. Diseño CAD de las soluciones de módulos.	72

Figura 32. Perfil de disco de sierra circular.....	73
Figura 33. Ángulo de contacto entre disco de sierra y madera.	75
Figura 34. Modelo cinemático de corte con sierra circular.....	78
Figura 35. Disco diamantado afilador de cuchillas.	85
Figura 36. Fresa de tipo plato de cuchillas para uñeros biselados en madera.....	88
Figura 37. Normalización de las profundidades de fresado.	91
Figura 38. Disco de lija.	95
Figura 39. Fuerzas que actúan sobre disco de lija.....	96
Figura 40. Motor eléctrico WEG.....	98
Figura 41. Factores de servicio para bandas V.....	99
Figura 42. Selección de banda trapezoidal para la sierra.	100
Figura 43. Longitud entre centros de los ejes.....	102
Figura 44. Selección de banda trapezoidal para el tupi.....	108
Figura 45. Diagrama de fuerzas aplicadas del disco de corte a la madera.	111
Figura 46. Diagrama de cuerpo libre del disco de corte.....	112
Figura 47. Diagrama de posicionamiento de poleas.....	113
Figura 48. DCL del eje con sus respectivas fuerzas.....	114
Figura 49. Diagrama de cargas, fuerzas cortantes y momento flector para el plano XY.	115
Figura 50. Diagrama de cargas, fuerzas cortantes y momento flector para el plano XZ.	116
Figura 51. Diagrama de fuerzas aplicadas de la fresa de tupi a la madera.....	117
Figura 52. Diagrama de cuerpo libre de la fresa del tupi.	118
Figura 53. Diagrama de posicionamiento de poleas.....	119
Figura 54. DCL del eje con sus respectivas fuerzas.....	120
Figura 55. Diagrama de cargas, fuerzas cortantes y momento flector para el plano XY.	121
Figura 56. Diagrama de cargas, fuerzas cortantes y momento flector para el plano XZ.	122
Figura 57. Relación esfuerzo senoidal alternante con inversión completa vs tiempo.	126
Figura 58. Dimensionado para rodamientos de bolas.	133
Figura 59. Dimensionado para rodamientos de bolas.	133
Figura 60. Especificaciones rodamiento rígido de bolas RLS8.	137
Figura 61. Estructura de máquina multifuncional.	138
Figura 62. Tablero principal de máquina multifuncional.....	138
Figura 63. Mallado de estructura.....	139
Figura 64. Cargas y apoyos fijos en la estructura.....	140

Figura 65. Tensión von Mises de la estructura.....	141
Figura 66. Resultado desplazamiento estático de la estructura.	141
Figura 67. Resultado factor de seguridad de la estructura.....	142
Figura 68. Mallado del tablero.	143
Figura 69. Cargas aplicadas en el tablero.....	143
Figura 70. Resultado esfuerzo (von Mises) del tablero.....	144
Figura 71. Resultado desplazamiento estático del tablero.....	145
Figura 72. Factor de seguridad del tablero.	145
Figura 73. Mallado de eje 1 (sierra, escopleadora,afilador).	146
Figura 74. Cargas soportadas por el eje 1	147
Figura 75. Resultado esfuerzo (von Mises) del eje 1.	147
Figura 76. Deformación total del eje 1.....	148
Figura 77. Factor de seguridad a la fatiga	149
Figura 78. Mallado de eje 2 (tupi, canteadora).....	150
Figura 79. Cargas soportadas por el eje 2	150
Figura 80. Resultado esfuerzo (von Mises) del eje 2.	151
Figura 81. Deformación total del eje 1.....	152
Figura 82. Factor de seguridad a la fatiga del eje 2.....	153
Figura 83. Polea de eje del motor.....	154
Figura 84. Polea de eje de tupi-canteadora.....	155
Figura 85. Polea del eje de sierra, afilador de cuchillas, escopleadora	155
Figura 86. Corte y soldado de tubos cuadrados.....	159
Figura 87. Pulido de soldadura.....	160
Figura 88. Pintado de estructura.....	160
Figura 89. Torneado de ejes.	161
Figura 90. Desbaste de canal de polea.	161
Figura 91. Fabricación de soportes y colocación de tablero para la escopleadora.....	162
Figura 92. Ajuste del tablero con bisagras.	163
Figura 93. Colocación de herramientas de trabajo.	163
Figura 94. Pruebas realizadas a todas las funciones de la máquina.	164

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Esfuerzo máximo por torsión.....	15
Ecuación 2. Esfuerzo cortante por flexión.....	16
Ecuación 3. Esfuerzo cortante en sección circular.	17
Ecuación 4. Esfuerzo máximo.	18
Ecuación 5. Potencia de un eje de transmisión.....	18
Ecuación 6. Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica.	19
Ecuación 7. Esfuerzo alternante de von Mises.	21
Ecuación 8. Esfuerzo medio de von Mises.....	21
Ecuación 9. Relación de transmisión.....	22
Ecuación 10. Potencia de corte.....	72
Ecuación 11. Fuerza de corte de sierra.	74
Ecuación 12. Área de corte de sierra.	74
Ecuación 13. Longitud de corte instantánea.....	75
Ecuación 14. Número de dientes que están cortando en instante dado.	75
Ecuación 15. Espesor medio de la viruta.....	76
Ecuación 16. Velocidad de corte del disco.....	77
Ecuación 17. Ángulo de corte del disco de sierra.....	78
Ecuación 18. Potencia bruta requerida.	79
Ecuación 19. Potencia de corte de sierra.	79
Ecuación 20. Potencia requerida por la escopleadora.	80
Ecuación 21. Fuerza de corte escopleadora.....	81
Ecuación 22. Profundidad de pasada.....	81
Ecuación 23. Avance por revolución del disco de sierra.....	82
Ecuación 24. Velocidad de corte.	82
Ecuación 25. Torque transmstido a la broca.	83
Ecuación 26. Potencia requerida por disco afilador.	84
Ecuación 27. Fuerza de corte de afilado.....	86
Ecuación 28. Velocidad periférica.....	86
Ecuación 29. Potencia bruta requerida del para el afilador de cuchillas.	87
Ecuación 30. Velocidad de corte.	89
Ecuación 31. Velocidad de avance.	90

Ecuación 32. Sección de viruta.....	90
Ecuación 33. Fuerza de corte de tupi.....	91
Ecuación 34. Constante de proporcionalidad.	92
Ecuación 35. Espesor de viruta.....	92
Ecuación 36. Potencia de lijado con disco.	95
Ecuación 37. Torque absorbido por el disco de lija.....	96
Ecuación 38. Fuerza de rozamiento.....	97
Ecuación 39. Potencia bruta requerida para el disco de lija.	97
Ecuación 40. Potencia de diseño de motor.	99
Ecuación 41. Longitud de banda.	101
Ecuación 42. Distancia entre centros.....	103
Ecuación 43. Cálculo de número de bandas.	103
Ecuación 44. Potencia de diseño.	103
Ecuación 45. Potencia permitida por cada banda.	104
Ecuación 46. Ángulo de contacto.	104
Ecuación 47. Velocidad de banda.....	106
Ecuación 48. Potencia de diseño.	107
Ecuación 49. Potencia de diseño.	108
Ecuación 50. Potencia corregida.....	110
Ecuación 51. Fuerza de empuje de escopleadora.	112
Ecuación 52. Fuerza flexionante de banda del eje de sierra.	113
Ecuación 53. Fuerza impulsora del eje de sierra.	113
Ecuación 54. Fuerza flexionante de banda del eje de tupi.....	119
Ecuación 55. Fuerza impulsora del eje de tupi.	119
Ecuación 56. Diámetro mínimo de eje de transmisión- Teoría de falla ED.	124
Ecuación 57. Diámetro mínimo de eje de transmisión 1.	124
Ecuación 58. Diámetro mínimo de eje de transmisión 2.	125
Ecuación 59. Resistencia de rango medio del eje 1.....	131
Ecuación 60. Factor de seguridad dinámico del eje 1.	131
Ecuación 61. Factor de seguridad dinámico del eje 2.	132
Ecuación 62. Factor de velocidad.....	132
Ecuación 63. Carga dinámica equivalente.....	134
Ecuación 64. Sumatoria carga radial.	135

Ecuación 65. Capacidad de carga dinámica.	136
Ecuación 66. Capacidad de carga estática.	136

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Formato de encuesta.	182
Anexo 2. Catálogo de tubos cuadrados DIPAC.	184
Anexo 3. Propiedades mecánicas del acero AISI 1018.	185
Anexo 4. Especificaciones de motor WEG.	186
Anexo 5. Selección de arandelas planas.	187
Anexo 6. Selección de tuercas hexagonales métricas.	188
Anexo 7. Selección de tornillos de cabeza hexagonal.	189
Anexo 8. Especificaciones de bandas tipo A.	190
Anexo 9. Propiedades mecánicas madera guayacán pechiche.	191
Anexo 10. Formato protocolo de pruebas.	192
Anexo 11. Resultado protocolo de pruebas.	196
Anexo 12. Planos.	199

CÓDIGO DUBLÍN

Título:	Diseño y construcción de una máquina multifuncional para el procesado de madera empleada en talleres de ebanistería.				
Autores:	<u>Rosado Yépez, Romario Raúl;</u> <u>Sacón Zambrano, Joyce Magdalena</u>				
Palabras claves:	Máquina multifuncional	Diseño estático de ejes	Diseño por fatiga de ejes	Protocolo de prueba	Diseño concurrente
Fecha de publicación:	8-dic-2021				
Editorial:	Quevedo: UTEQ, 2021.				
Resumen:	<p>Resumen .- El presente trabajo de investigación tiene como objetivo el diseño y construcción de una máquina multifuncional utilizada en el proceso de fabricación de muebles o elementos hechos en madera. El estudio comenzó con la elaboración de la casa de la calidad con el propósito de interpretar de forma correcta los requerimientos del usuario para convertirlos en aspectos técnicos, posteriormente se aplicó el método de modulación de la máquina, destacando como mecanismos de mayor importancia el sistema de transmisión de potencia, cortado de madera, canteadora, escopleadora, tupi y afilado de cuchillas de los cuales, se seleccionó la alternativa más adecuada conforme el método de criterios ponderados. El diseño inició con la estimación de potencia y cargas que se desarrolla en cada una de las funciones de la máquina y por ende en sus ejes, los cuales son diseñados mediante el análisis estático con un factor de seguridad de 2, determinando los esfuerzos y el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica obteniendo un factor de seguridad mínimo de 4.1 utilizando el criterio de falla por fatiga de Goodman-modificado. Utilizando el software CAD SolidWorks se modeló la estructura y los componentes de la máquina aplicando en sus dimensiones, criterios ergonómicos para el trabajo de postura en pie, además de análisis estático de sus componentes, mediante simulaciones con cargas estimadas en el software ANSYS. Se elaboraron los planos de taller y ensamble, en los cuales se proporciona la información técnica de los elementos a utilizarse en la construcción de la máquina. Se realizó un protocolo de pruebas para evaluar el correcto funcionamiento de la máquina multifuncional construida, la evaluación fue ejecutada en el taller de ebanistería "Zambrano", siendo aprobada por su personal. Se elaboró un plan de mantenimiento para cada uno de los elementos de la máquina, así como la selección del lubricante recomendado para su mantenimiento preventivo.</p> <p>Abstract .- The present research work has as its objective the design and construction of a multifunctional machine used in the manufacturing process of furniture or elements made of wood. The study began with the elaboration of the house of quality with the purpose of interpreting correctly the user's requirements in order to convert them into technical aspects, then the method of modulation of the machine was applied, highlighting as the most important mechanisms the power transmission system, wood cutting, edger, mortiser, shaper, shaper and blade sharpening of which, the most appropriate alternative was selected according to the weighted criteria method. The design began with the estimation of power and loads to be developed in each of the functions of the machine and therefore in its axes, which are designed by static analysis with a safety factor of 2, determining the stresses and fatigue strength limit at the critical location obtaining a minimum safety factor of 4.1 using the Goodman-modified fatigue failure criterion. Using SolidWorks CAD software, the structure and components of the machine were modeled by applying ergonomic criteria for standing work in its dimensions, as well as static analysis of its components, by means of simulations with estimated loads in ANSYS software. Workshop and assembly drawings were prepared, which provide the technical information of the elements to be used in the construction of the machine. A test protocol was carried out to evaluate the correct operation of the multifunctional machine built, the evaluation was executed in the "Zambrano" cabinetmaking workshop, being approved by its personnel. A maintenance plan was elaborated for each one of the elements of the machine, as well as the selection of the recommended lubricant for its preventive maintenance.</p>				
Descripción:	237 hojas: dimensiones, 29 x 21 cm + DVD-R				
URI					

LISTA DE ABREVIATURAS

ANSI: Instituto Nacional Americano de Normalización.

ASME: Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos.

ASTM: Sociedad Americana de Ensayos y Materiales.

CAD: Diseño Asistido por Computadora.

CAE: Ingeniería Asistida por Computadora.

CAM: Manufactura Asistida por Computadora.

CE: Ingeniería Concurrente.

CNC: Control Numérico Computarizado.

FEM: Método de Elementos Finitos.

INEN: Instituto Ecuatoriano de Normalización.

NTE: Norma Técnica Ecuatoriana.

QFD: Diseño en Función de la Calidad.

GLOSARIO DE TÉRMINOS

A_c	Área de corte
a	Distancia del centro del disco al tablero
B	Espesos de diente
b	Longitud de corte instantánea, Ancho de fresado
C	Distancia entre centros de ejes
c	Distancia de eje desde el centro al punto extremo
D_{pm}	Diámetro de la polea del eje motriz
d_{min}	Diámetro mínimo de eje de transmisión
d_{ps}	Diámetro de la polea del eje conducido
e	Profundidad de corte
e_m	Espesor medio de viruta
F_c	Fuerza de corte
F_N	Fuerza impulsadora
F_r	Fuerza de rozamiento
F_t	Fuerza de empuje
f	Avance por revolución
f_s	Factor de servicio
H_d	Potencia de diseño de banda
I	Momento de inercia
i	Relación de transmisión
K_c	Resistencia al corte
k_a	Factor de superficie

k_b	Factor de tamaño
k_c	Factor de modificación de esfuerzos
k_d	Factor de temperatura
k_e	Factor de confiabilidad
k_f	Factor de efectos varios
k_s	Constante de proporcionalidad
L	Longitud de banda
M	Momento interno resultante
N	Reacción del elemento sobre el disco de lija
η	Eficiencia de máquina herramienta
n_d	Factor de diseño
n_m	Revoluciones del eje motriz
n_s	Revoluciones del eje conducido
P	Potencia de eje de transmisión
P_c	Potencia de corte
P_{dm}	Potencia de diseño
P_g	Potencia bruta requerida.
p	Distancia de eje desde el centro a cualquier punto
R_x	Reacción horizontal del eje sobre el disco de lija
R_z	Reacción horizontal del eje sobre el disco de lija
S_e	Límite crítico de resistencia a la fatiga
S'_e	Límite de resistencia a la fatiga de eje rotatorio
S_m	Resistencia de rango medio
S_v	Sección de viruta

S_Z	Avance de diente
T	Par de torsión interno
T_B	Tensión flexionante de banda
τ	Esfuerzo cortante en el elemento
τ_a	Amplitud de esfuerzo cortante
$\tau_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo máximo por torsión
V	Fuerza cortante
V_b	Velocidad de banda
V_c	Velocidad de corte
V_p	Velocidad periférica
ω	Velocidad angular
Z	Número de dientes de sierra
Z''	Número de dientes en contacto en el corte
z	Número de diente de fresa
σ_a	Amplitud de esfuerzo
σ_a	Esfuerzo de rango medio
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo máximo
σ'_a	Esfuerzo alternante de von Mises para combinación de modos de carga
σ'_m	Esfuerzo medio de von Mises para combinación de modos de carga
ϕ	Ángulo de contacto de disco de corte y madera
Ψ	Ángulo de corte
Ψ_1	Ángulo inicial de corte
Ψ_2	Ángulo final de corte

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto abarca el diseño y construcción de una máquina multifuncional utilizada en el proceso de fabricación de muebles o elementos hechos en madera. Esta idea se origina debido a la necesidad existente de una máquina compacta que permita realizar varias operaciones al momento de fabricar un elemento en madera sin ocupar una gran cantidad de espacio en el área de trabajo, lo cual es sumamente importante para el carpintero al trabajar en completa comodidad, además de optimizar el tiempo que le toma realizar un trabajo, ya que la máquina le permite realizar varias operaciones sin la necesidad de trasladarse de un lugar a otro.

Se realiza un estudio in situ, obteniendo de esta forma la información necesaria para el desarrollo del diseño de la máquina, ya que permite identificar cualidades necesarias del mecanismo para que esta realice un trabajo adecuado, facilitando de esta forma el boceto del mecanismo, aplicando las sugerencias de los maestros carpinteros integrándolas en las cualidades de la máquina deseada, para posteriormente ser plasmados conforme a los criterios de la ingeniería concurrente.

En el diseño del proyecto se utiliza los softwares de modelado - simulación SolidWorks y ANSYS, para realizar el dimensionamiento de cada uno de los componentes que forman parte de la máquina, así como las simulaciones estáticas de los componentes principales sometidos a las cargas a las que están expuestas. Como resultado del diseño computacional se desarrolla los planos de conjunto y planos AS BUILT de la máquina.

El alcance del proyecto es la fabricación de una máquina que cumpla las siguientes funciones: a) tupi de carpintería, b) afilador de cuchillas, c) escopleadora, d) sierra circular y e) canteadora. Cuyo diseño de la máquina es seguro, ergonómico, de fácil manejo, con factibilidad económica y sin afectaciones ambientales. Adicionalmente se elabora un análisis de costos indicando la viabilidad de la fabricación del diseño de la máquina multifuncional respecto a los modelos de máquinas existentes en el mercado y la factibilidad de compra para los maestros carpinteros del país.

CAPÍTULO I

CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Problema de la investigación.

1.1.1. Planteamiento del problema.

El implementar un taller de ebanistería demanda la necesidad de adquirir varios equipos que cumplan una función para el procesado de la madera, por lo cual se opta por máquinas multifuncionales en las cuales se pueden realizar varias funciones en el mismo mecanismo. Sin embargo, adquirir este equipo resulta muy costoso debido a que el gobierno ecuatoriano aplica una restricción a las importaciones conocida como salvaguardia las cuales elevan el costo inicial de las máquinas

1.1.2. Diagnóstico.

Es de vital importancia realizar el diseño y construcción de la máquina multifuncional, ya que la maquinaria disponible en los talleres de carpinterías del país ocupa una gran cantidad de espacio en estructura y demandan aún más espacio para laborar en ellas, lo cual obliga a los talleres a tener un área de trabajo sumamente amplia o a su vez en caso de no disponer del espacio necesario para trabajar con seguridad, se emplea dichos trabajos en condiciones inseguras al estar muy cerca una máquina de otra.

1.1.3. Pronóstico.

A través del presente trabajo de investigación se pretende realizar un diseño de una máquina multifuncional para el procesado de madera empleada en talleres de ebanistería con un costo reducido respecto al existente en el mercado, ya que, al no disponer de este diseño, el capital de inversión para la compra de una máquina multifuncional en el estado ecuatoriano es muy elevado.

1.1.4. Formulación del problema.

Generalmente las personas dedicadas a la ebanistería no disponen de suficientes recursos económicos, por lo cual se les dificulta la adquisición de equipos, ya sea de maquinaria que cumple una sola función o multifuncional importadas debido al alto costo que poseen.

El método de marketing para la venta de este tipo de maquinaria está enfocado en empresas consolidadas, lo cual dificulta la compra de estos elementos a las personas de bajo recursos y microempresas que están empezando y tienen la necesidad de adquirir la maquinaria necesaria para la ejecución de trabajos del taller.

1.1.5. Sistematización del problema.

La siguiente investigación estudia el diseño y construcción de una máquina multifuncional para el procesado de madera en talleres de ebanistería.

- ¿Cuáles son los procesos más utilizados para el procesado de madera?
- ¿Qué normas son utilizadas para el diseño de las máquinas procesadoras de madera?
- ¿Cuál es el proceso de diseño de una máquina multifuncional procesadora de madera?
- ¿Cuáles son las ventajas de utilizar esta máquina en los talleres de ebanistería?

1.2. Objetivos.

1.2.1. Objetivo general.

Construir una máquina multifuncional procesadora de madera realizando el diseño normalizado de cada uno de los elementos para emplearse en la ebanistería.

1.2.2. Objetivos específicos.

- Evaluar la solución óptima de la máquina multifuncional por medio de los criterios del diseño concurrente.
- Analizar por el método de los elementos finitos a los componentes principales de la máquina multifuncional utilizando el software SolidWorks.
- Seleccionar los componentes del sistema motriz de la máquina multifuncional para la construcción de esta en base a las especificaciones del diseño.
- Realizar un análisis de costos del proceso de diseño y construcción de la máquina multifuncional.

1.3. Justificación.

El presente proyecto tiene como enfoque principal el diseño y construcción de una máquina multifuncional con costo reducido para el procesado de madera empleada en talleres de ebanistería, debido al excesivo costo de las máquinas multifuncionales disponibles en el mercado ecuatoriano.

El diseño y construcción de la máquina multifuncional demanda la inclusión de conocimientos mecánicos y de automatización, así como también intelecto técnico de soldadura y mecanizado, además aporta como un desarrollo tecnológico para el país, ya que el diseño mecánico de esta máquina será totalmente ecuatoriano basándose en modelos existente en la industria extranjera.

En la aplicación de conocimientos mecánicos es de suma importancia el estudio y diseño de cada una de las partes que conforman la máquina, tomando en cuenta un diseño óptimo para una mayor eficiencia en la producción, ya que, al implementar varias funciones, esta máquina disminuirá el tiempo de trabajo al momento del procesado de la madera, así como optimizar los costos de materia prima de fabricación y el uso de equipos complementarios para su operación.

La importancia del proyecto parte de la necesidad de los maestros carpinteros de adquirir máquinas que les permitan laborar correctamente para satisfacer la necesidad operacional, pero sean de bajo costo. Por lo cual, es económicamente justificable el desarrollo de esta máquina, ya que, en comparación, con la compra de varias máquinas individuales resulta un costo muy elevado.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN

2.1. Marco conceptual.

2.1.1. Diseño mecánico.

El diseño mecánico ha sido un papel importante en el desarrollo de la tecnología, a través de este proceso se desarrolla de manera correcta componentes y sistemas, entre estos se tiene, muebles, máquinas herramientas, electrodomésticos, estructuras, puentes, automóviles, entre otros. En base a los conocimientos de la rama de ingeniería mecánica se puede pronosticar con alto grado de exactitud los comportamientos de las edificaciones y máquinas, además de diseñar los componentes que integran un mecanismo en base a las conductas requeridas [1].

Para lograr resultados satisfactorios se debe plantear de manera correcta el proceso de diseño, ya que de este procedimiento dependen muchos elementos. El proceso de diseño consiste en la toma de decisiones en base a los materiales que edificarán los componentes del sistema, dimensiones, tratamientos, técnicas de manufactura, costos, etc. [1].

Existen diversas soluciones para satisfacer una necesidad, por lo que se debe analizar diversos criterios para adquirir una solución óptima, de acuerdo con los requerimientos que se tengan. El diseño de ingeniería abarca un proceso completo, a partir de la identificación de la necesidad hasta la edificación del mecanismo [1].

2.1.2. Proceso de diseño.

El diseño se refiere a una serie de actividades para especificar una idea, que puede ser un nuevo mecanismo, o a la reconstrucción de un sistema existente. El diseño moderno implica la solución de necesidades más complejas que antes. Por este ejemplo de complicaciones y presiones, se está optando por una orientación de ingeniería concurrente, esto con el propósito de optimizar el proceso de diseño, se tiene que realizar un proceso correcto reduciendo el tiempo, siempre guiándose por los criterios obligatorios [1].

El diseño empieza con un problema o una necesidad, con ciertos parámetros como criterios, objetivos, y restricciones. Se persiste con cuatro períodos [1]:

- Indagación de alternativas
- Generación de ideas
- Valoración de alternativas
- Progreso y comunicación del diseño

2.1.3. Ingeniería concurrente.

La ingeniería concurrente es la práctica de desarrollar simultáneamente productos y sus procesos de fabricación en equipos multifuncionales con todas las especialidades trabajando juntas desde las primeras etapas. El factor más crítico en el éxito de la ingeniería concurrente es la disponibilidad de recursos para formar equipos multinacionales con todas las especialidades presentes y activas desde el principio [2].

Esta metodología se empeña en la necesidad de plantear un producto con gran eficacia, con el menor esfuerzo, costo y tiempo. Esto se lleva a cabo en base a la utilización herramientas como: sincronización de las diligencias relativas al progreso de un nuevo beneficio (mercadeo, plan de trabajo, preparación de las ventas), CAD (diseño asistido por computador), CAM (manufactura asistida por computador), además del uso de aparatos multidisciplinarios (fabricación, diseño y mantenimiento) [1].

2.1.1.1. Desarrollo de la función de calidad.

El desarrollo de la función de calidad (QFD) es una herramienta para traducir sistemáticamente la “voz del cliente” en especificaciones de diseño de producto y priorización de recursos. Su finalidad es traducir los deseos, necesidades y objetivos del cliente, en especificaciones objetivas que los ingenieros puedan utilizar para diseñar productos [2].

En el sentido más general, la entrada QFD es un conjunto de preferencias del cliente, los resultados son especificaciones de producto y utilización de recursos, los valores en las filas de “especificaciones de diseño” son los valores reales que los ingenieros usaran para diseñar productos, por otra parte, la fila de “priorización de recursos” es el porcentaje del esfuerzo del equipo de diseño que debería estar en cada aspecto del diseño [2].

2.1.1.2. Método ordinal corregido de criterios ponderados.

Este método consiste en un proceso minucioso que permite decidir entre diversas soluciones planteadas para un sistema específico cual es la alternativa más óptima, en base a ciertos criterios de diseño, basta conocer el orden de preferencia de evaluación. Por lo tanto, se recomienda el método ordinal corregido de criterios ponderados que, sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que apreciar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados concretos para la selección de componentes de un sistema, o de forma global un mecanismo [3].

Los valores de los criterios se definen como se muestra en la Tabla 1, donde se evalúa un criterio o solución respecto al resto [4].

Tabla 1. Asignación de valores para los criterios.

Descripción	valor
Si el criterio de las filas es superior o mejor que el de las columnas.	1
Si el criterio de las filas igual al de las columnas.	0.5
Si el criterio de las filas es inferior o peor que el de las columnas.	0

FUENTE: CARLES RIBA.

2.1.4. Madera.

Se denomina madera al sector sólido de un árbol. Este elemento se halla recubierto por la corteza (la capa superficial). Los usos de la madera son variados que puede destinarse a fabricar desde un plato hasta un medio de transporte [5].

La madera sirve para procesos primordiales en la sociedad como ser material de construcción, de revestimiento, construcción de muebles, carpintería, fabricación de calzado, ebanistería o servir como combustible [6].

2.1.5. Máquinas herramientas.

Las máquinas herramienta son máquinas no portátiles accionadas con motor y destinadas al mecanizado de metales o a la conformación de piezas de madera [7].

2.1.6. Máquinas de carpintería.

Las máquinas para trabajar la madera son especialmente peligrosas debido a su alta velocidad de corte y a que, con frecuencia, requieren la presencia del trabajador en el manejo de la pieza o alimentación del mecanismo [7].

2.1.7. Procesos de carpintería.

Los procesos de la industria carpintera se inician con la recepción de la madera transformada en el aserradero y terminan con la expedición de un artículo o producto de madera terminado [8].

- Mecanizado.
- Montaje.
- Pre acabado.
- Acabado superficial.

2.1.8. Máquina multifunción.

Este tipo de maquinaria se caracteriza por cumplir diferentes funciones desde un mismo equipo siendo muy populares en el este de Europa y Asia principalmente, la cual puede lograr funciones de corte, cepillado, rebajado, biselado, espigado, mortajado y esmerilado con sierra, etc., como se muestra en la Figura 1 [9].

Figura 1. Máquina multifuncional.



FUENTE: MÁQUINA CF 531 FELDER, [9]

2.1.9. Máquina escopleadora.

Es utilizada para realizar escopleaduras empleadas para ensambles rápidos de piezas de madera haciendo agujeros oblongos, sea ciegos o pasantes realizados por una cuchilla la cual actúa como herramienta de corte para la extracción de la madera, la máquina consta básicamente de un carro deslizante, la mordaza y la estructura donde se fija la herramienta de corte. Se utilizan principalmente para mecanizar ranuras, pero también se emplean para contornear levas, placas, palancas, etc. [10].

2.1.10. Tupi de carpintería.

Máquina por la cual pasan todas las piezas para su procesado y que es común encontrar funcionando constantemente a lo largo de cada jornada de trabajo. Sirve para realizar perfiles en la madera, fresar, agujerear, moldurar e incluso pulir las molduras y consiste en un sistema rotativo con fresa [11].

2.1.11. Afilador de cuchillas.

Las afiladoras tienen como misión de crear por primera vez, o de regenerar, las aristas de corte de una herramienta. La herramienta que se emplea para el afilado se llama muela, y por ende la operación que se desarrolla con la afiladora se denomina afilado [12].

2.1.12. Canteadora.

La función principal de una máquina canteadora, también conocida como planeadora es la de alisar e igualar, el borde de dos piezas, para que se puedan unir y formar una superficie mayor. Se usa sobre material abombado o cuarteado para dejarlo plano [13].

2.1.13. Sierra Circular.

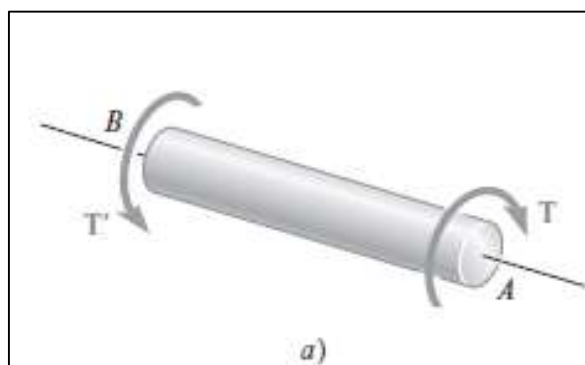
Una sierra circular es una máquina dotada de un motor que gira la hoja de sierra, que, al tener dientes, procede al corte del material [14].

2.2. Marco referencial.

2.2.1. Torsión.

Los elementos más comunes que están sometidos a torsión, son los ejes de transmisión, los cuales se emplean para transmitir potencia de un elemento a otro, donde las deformaciones y esfuerzos en el elemento de sección circular se somete a pares de torsión T y T' [15]. En la Figura 2, se muestra el par torsor que se genera en un eje circular y se aprecia a continuación:

Figura 2. Par torsor en un eje circular.



FUENTE: MECÁNICA DE MATERIALES, [15]

A continuación, se presenta la Ecuación 1 mediante la cual se calcula el esfuerzo máximo por torsión al que está sometido un elemento:

Ecuación 1. Esfuerzo máximo por torsión.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T * r}{I_p} \quad (1)$$

Donde:

$\tau_{m\acute{a}x}$: esfuerzo máximo por torsión; (Pa)

T : torque; (N.m)

r : radio del eje; (m)

I_p : momento polar de inercia; (m⁴)

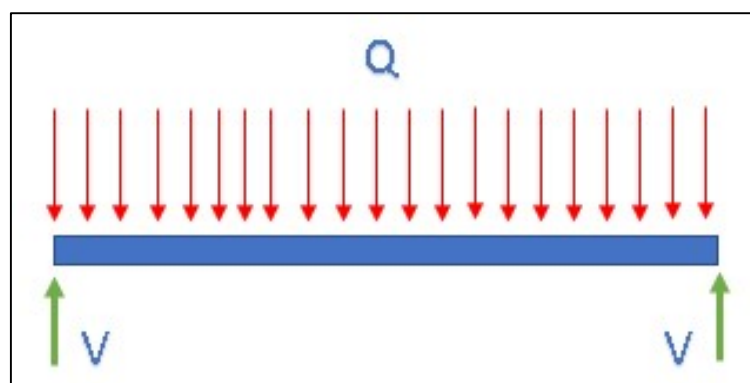
2.2.2. Esfuerzo cortante.

2.2.2.1. Esfuerzo cortante en vigas.

El esfuerzo cortante es el esfuerzo interno, resultado de aplicar fuerzas paralelas en sentido contrario a una viga o miembro estructural [15].

En la Figura 3, se muestra un diagrama de las fuerzas cortantes que se generan en una viga al estar sometida a una carga distribuida, como se observa a continuación:

Figura 3. Fuerza cortante por flexión.



ELABORADO POR: AUTORES

A continuación, se presenta la fórmula para calcular el esfuerzo cortante al que está sometido un elemento, ver Ecuación 2.

Ecuación 2. Esfuerzo cortante por flexión.

$$\tau = \frac{VQ}{It} \quad (2)$$

Donde:

τ : Esfuerzo cortante por flexión; (Pa)

V : Fuerza cortante; (N)

Q : Primer momento; (N.m)

I : momento de inercia; (m⁴)

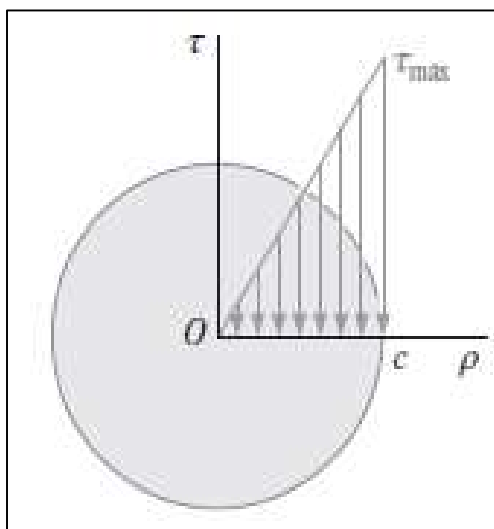
t : grosor del elemento; (m)

2.2.2.2. Esfuerzo cortante en elementos de sección circular.

Al aplicar un torque en un elemento se genera un esfuerzo cortante o también conocido como tensiones tangenciales los cuales se distribuyen [15].

En la Figura 4, se muestra un diagrama que muestra la distribución de esfuerzo cortante de un elemento de sección transversal aplicado un par torsor, así como se observa a continuación:

Figura 4. Distribución de esfuerzo cortante de un elemento de sección trasversal.



FUENTE: MECÁNICA DE MATERIALES, [15]

A continuación, se presenta la fórmula para calcular el esfuerzo cortante al que está sometido un elemento de sección circular, ver Ecuación 3.

Ecuación 3. Esfuerzo cortante en sección circular.

$$\tau = \frac{T * p}{I_p} \quad (3)$$

Donde:

τ : esfuerzo cortante en sección circular; (Pa).

T : torque; (N.m)

p : distancia desde el centro a un punto externo; (m)

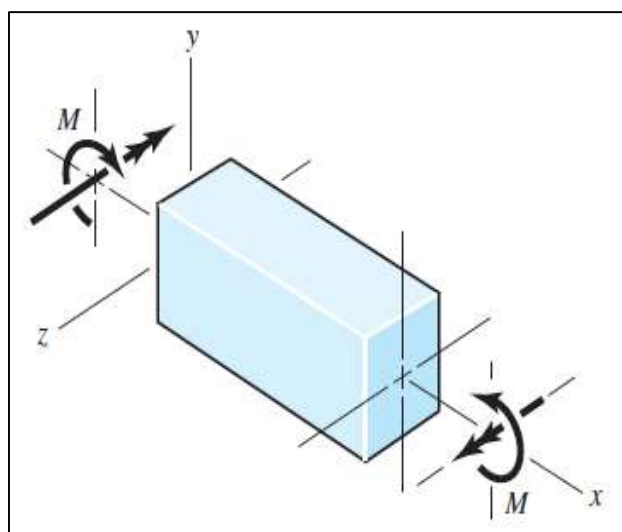
I_p : momento polar de inercia; (m⁴)

2.2.3. Flexión.

Es un concepto de suma importancia para el diseño de componentes utilizados en maquinarias, los cuales están sometidos a momentos opuestos e iguales M y M' [15].

En la Figura 5, se muestran los momentos de un componente sometido a flexión, así como se observa a continuación:

Figura 5. Componente sometido a flexión.



FUENTE: MECÁNICA DE MATERIALES, [15]

A continuación, se presenta la Ecuación 4 que permite calcular el esfuerzo causado por los momentos flectores al que está sometido un elemento:

Ecuación 4. Esfuerzo máximo.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M * c}{I} \quad (4)$$

Donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$: esfuerzo máximo por flexión; (Pa)

M : momento flector máximo; (N.m)

c : distancia máxima de superficie; (m)

I : momento de inercia; (m⁴).

2.2.4. Diseño de ejes de transmisión.

La característica principal que se debe tomar en cuenta para el diseño de un eje de transmisión es la potencia que debe transmitirse y la rapidez de rotación del eje. El objetivo del diseñador es dimensionar la sección transversal y el material del eje, para que el esfuerzo máximo permisible no sea muy elevado a la rapidez especificada [16].

A continuación, se presenta la Ecuación 5 utilizada para el cálculo de la potencia asociada la rotación de eje en función de un torque T:

Ecuación 5. Potencia de un eje de transmisión.

$$P = T\omega \quad (5)$$

Donde:

P : potencia; (W)

ω : velocidad angular del elemento; $\left(\frac{rad}{s}\right)$

T : torque; (N.m)

2.2.5. Límite de resistencia a la fatiga.

El límite de resistencia a la fatiga tiene varias condiciones por las que se ve afectado, las cuales son: diseño, material, manufactura, entorno. Razón por la que se ajusta a través de correcciones sustractivas o multiplicativas como se puede observar en la Ecuación 6.

Ecuación 6. Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e' \quad (6)$$

Donde:

S_e : límite crítico de resistencia a la fatiga en ubicación crítica; (MPa)

S_e' : límite de resistencia a la fatiga de eje rotatorio; (MPa)

k_a : factor de superficie

k_b : factor de tamaño

k_c : factor de cargas

k_d : factor de temperatura

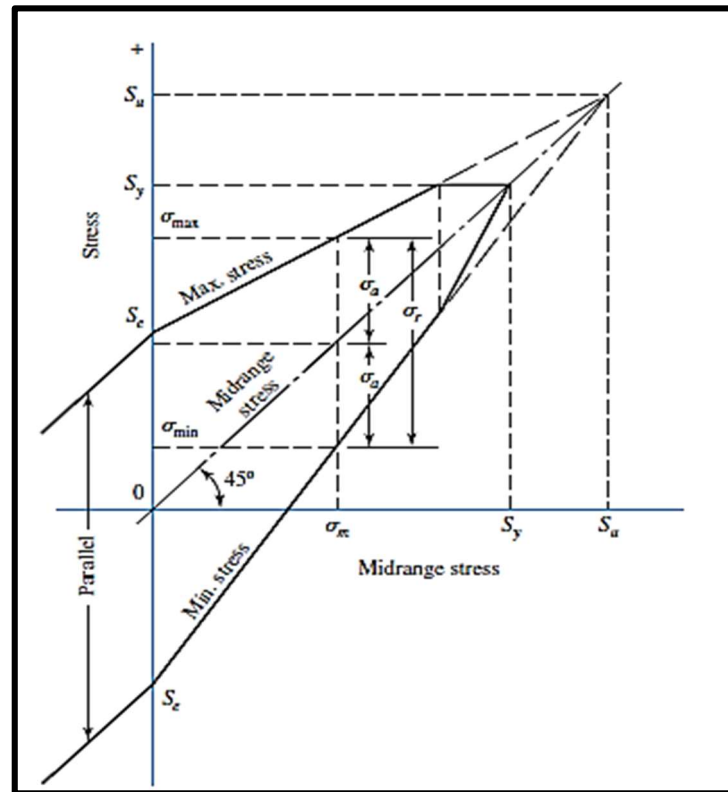
k_e : factor de confiabilidad

k_f : factor de efectos varios

2.2.6. Criterio de falla por fatiga para esfuerzos fluctuante Goodman.

En la Figura 6 se muestra el diagrama de Goodman modificado, donde se puede observar que tiene el esfuerzo medio graficado a lo largo de la abscisa y los demás componentes de esfuerzos graficados en la ordenada, con la tensión en la dirección positiva. La resistencia de vida finita o la resistencia a la fatiga, el límite de resistencia la fatiga, según corresponda, se representa en la ordenada por encima y por debajo del origen.

Figura 6. Diagrama de criterio Goodman modificado.



FUENTE: DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY, [16]

La línea de esfuerzo medio es una línea de 45° desde el origen hasta la resistencia a la tensión del elemento. El diagrama de Goodman modificado consta de las líneas trazadas hasta S_e o S_f por encima y por debajo del origen. Teniendo en cuenta que el límite elástico también se representa en ambos ejes, porque el límite elástico sería el criterio de falla si $\sigma_{m\acute{a}x}$ excediera a S_y [16].

2.2.7. Combinaciones de modos de cargas.

Un método satisfactorio para la combinación de esfuerzos en un elemento es un esfuerzo equivalente de von Mises, según lo probado por la teoría de distorsión. Para llevar a cabo este método primero se debe generar dos elementos de esfuerzos: uno para los esfuerzos medios y otro para los alternantes, se aplica $(K_f)_{flexi\acute{o}n} = 1$ para esfuerzos por flexión, $(K_f)_{axial} = 0.85$ para esfuerzos axiales y $(K_{fs})_{torsi\acute{o}n} = 0.59$ para los esfuerzos torsionales [16].

A continuación, se presenta las fórmulas para calcular el esfuerzo de von Mises de los dos elementos de esfuerzo, ver Ecuación 7 y Ecuación 8.

Ecuación 7. Esfuerzo alternante de von Mises.

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (7)$$

Donde:

σ'_a : esfuerzo alternante de von Mises; (Pa)

$(\sigma_a)_{flexión}$: amplitud de esfuerzo por flexión; (Pa)

$(\sigma_a)_{axial}$: amplitud de esfuerzo axial; (Pa)

$(\tau_a)_{torsión}$: amplitud de esfuerzo cortante por torsión; (Pa)

Ecuación 8. Esfuerzo medio de von Mises.

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_m)_{flexión} + (K_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (8)$$

σ'_m : esfuerzo alternante de von Mises; (Pa)

$(\sigma_m)_{flexión}$: Esfuerzo medio por flexión; (Pa)

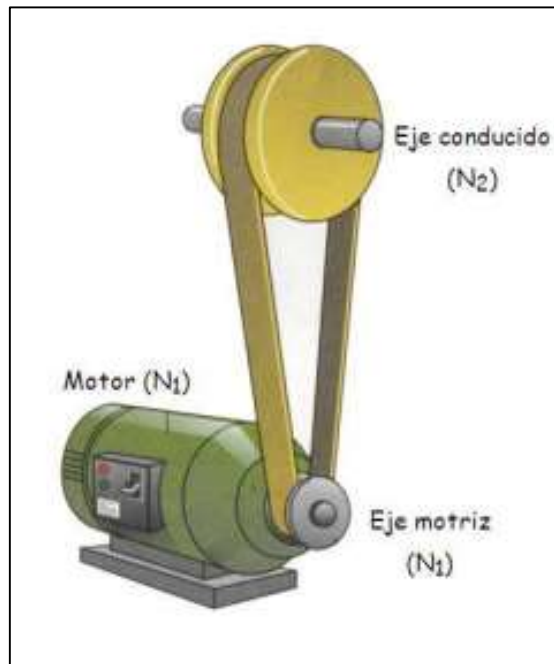
$(\sigma_m)_{axial}$: Esfuerzo medio axial; (Pa)

$(\tau_m)_{torsión}$: Esfuerzo cortante medio por torsión; (Pa)

2.2.8. Relación de transmisión.

El aumentar o disminuir la velocidad en un sistema de transmisión depende directamente de la relación de transmisión existente entre los elementos. Entre la polea y la correa la relación de transmisión es: el cociente del diámetro de la rueda motriz (eje conducido) y el diámetro de la rueda motriz (eje motriz), como se observa en la Figura 7. Esta relación de transmisión también se puede determinar mediante la velocidad de la transmisión del mecanismo [17].

Figura 7. Sistema de transmisión banda-polea.



FUENTE: MÁQUINAS Y MECANISMOS, [17]

A continuación, se presenta la Ecuación 9 que permite el cálculo de la relación de transmisión entre el eje motriz y el eje conducido.

Ecuación 9. Relación de transmisión.

$$i = \frac{n_m}{n_s} = \frac{D_{pm}}{d_{ps}} \quad (9)$$

Donde:

i : relación de transmisión.

n_m : revoluciones del eje motriz; (rpm)

n_s : revoluciones del eje conducido; (rpm)

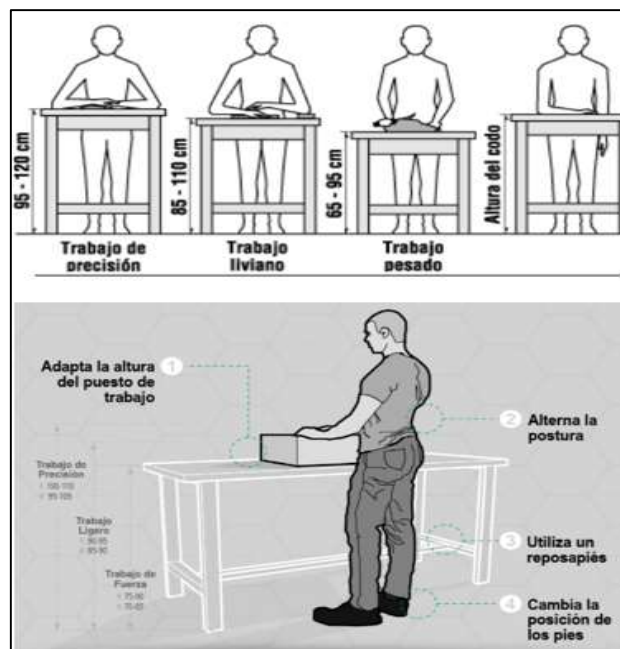
D_{pm} : diámetro de la pulea del eje motriz; (mm)

d_{ps} : diámetro de la pulea del eje conducido; (mm)

2.2.9. Ergonomía de trabajos en posturas de pie.

En los trabajos donde es necesario adoptar una postura de trabajo en pie puede causar el bloqueo de articulaciones en la columna, rodillas, caderas y pies, lo cual puede generar mayor tensión y compresión en los tendones y ligamientos. Para evitar dichas inconveniente es recomendable tener en cuenta los siguientes factores: la altura del puesto de trabajo, alternar la postura, emplear reposapiés como se observa en la Figura 8 [18].

Figura 8. Altura y postura de trabajo.



FUENTE: ERGONOMÍA APLICADA, [18]

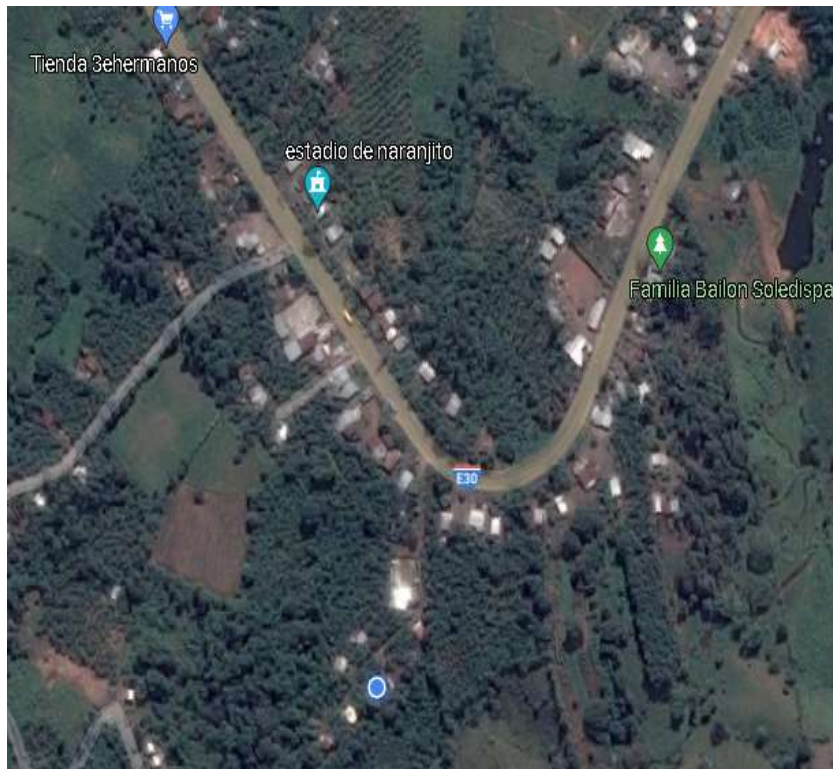
CAPÍTULO III

METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1. Localización.

El presente proyecto de investigación se llevó a cabo en el cantón El Empalme, vía Manabí, recinto Mariesther, en la Figura 9 se muestra la ubicación donde se desarrolla el proyecto.

Figura 9. Localización desarrollo del proyecto.



FUENTE: GOOGLE MAPS.

3.2. Tipos de investigación.

3.2.1. Investigación descriptiva.

La investigación del proyecto está formada de un perfil descriptivo, ya que se selecciona requerimientos de operadores de máquinas de taller de ebanistería, los cuales son elementales en el proceso investigativo. Este tipo de investigación se da con el propósito de determinar el objeto de estudio, además para demostrar sus características y propiedades, así como los criterios para seleccionar los elementos que integran la máquina.

3.2.2. Investigación exploratoria.

La presente investigación proporciona una salida para la necesidad que se describe en el proyecto, mediante las encuestas realizadas a los maestros carpinteros, con la cual, se define los factores relevantes de la problemática y su importancia.

3.2.3. Investigación bibliográfica – documental.

La investigación bibliográfica – documental se utiliza ya que, esta investigación obliga a que se profundicen en diferentes temas como: teorías sobre el diseño concurrente, construcción de máquinas, obteniéndose esta información y criterios de diversos autores, basándose en investigaciones, antecedentes, informaciones estadísticas locales y en libros.

3.2.4. Investigación de campo.

La investigación de campo sirve para realizar el estudio adecuado, ya que el investigador tiene contacto directo con el proceso y las personas que lo llevan a cabo, con esto se obtiene la información según lo requerido para conseguir los objetivos planteados del estudio. Es necesario dicho tipo de investigación, ya que con esto se obtiene parámetros reales del volumen de producción que manejan estos talleres, operaciones que realizan, además seleccionar los materiales necesarios para la construcción de cada componente.

3.3. Métodos de investigación.

3.3.1. Método analítico.

Mediante el uso de este método se realiza un tratamiento de datos, analizando la información obtenida de una encuesta realizada a varios trabajadores de talleres de ebanistería, con la finalidad de determinar los parámetros de diseño que se requiere para la máquina multifuncional.

3.3.2. Método inductivo.

Este método contribuye como objeto de estudio en el proceso de recolección del material bibliográfico, ya sea a través de exploraciones en artículos científicos, manuales, revistas, libros, durante el proceso de investigación para el diseño y construcción de la máquina multifuncional.

3.4. Fuentes de recopilación de información.

El comienzo de la información para el proyecto de investigación son datos de talleres para entender sus necesidades y requerimientos, luego se recopila información mediante libros y como fuentes secundarias, revistas científicas, páginas web y una base teórica para la elaboración del trabajo de investigación.

3.5. Diseño de la investigación.

3.5.1. Diseño experimental.

En la elaboración del proceso investigativo, se emplea este método para un mejor grado de confiabilidad en base de cálculos y resultados finales del proyecto, generando un diseño del mecanismo junto con los planos mecánicos del equipo, todo esto desarrollado mediante el software SolidWorks.

3.6. Talento humano y materiales.

Para la elaboración del proyecto de investigación, se tiene el apoyo de operadores de taller de ebanistería, que comparten información y asesoramiento en la parte operacional de la construcción de la máquina, especialmente parámetros finales del producto.

En la presente investigación se maneja diferentes materiales, entre ellos se tiene:

- Hojas
- Libros

- Internet
- Esferos
- Calculadora
- Computadora
- Impresora
- Calibrador
- Soldadora
- Máquina de corte

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Resultados.

4.1.1. Casa de la calidad.

4.1.1.1. Voz del usuario.

En base a la encuesta realizada a una población de 11 operadores de talleres de ebanistería (ver Anexo 1), se destacaron los siguientes requerimientos:

- Estable.
- Silencioso.
- Económico.
- Compacto.
- Cómodo de usar.
- Fácil mantenimiento.

4.1.1.2. Voz del ingeniero.

Según los requerimientos del usuario, se especifican varios criterios para cumplir los mismos, entre los cuales se tiene: seguridad, costo, peso, materiales, nivel de ruido y control de vibraciones.

4.1.1.3. Matriz QFD.

En la Figura 10 se puede observar el desarrollo de la matriz QFD, la cual permite escoger de forma sistemática y estructurada la información emitida por el cliente (voz del usuario) a través de sugerencias y necesidades, las cuales se tecnifican con los conocimientos del ingeniero (voz del ingeniero) en el proceso de diseño y desarrollo de los mecanismos de la máquina multifuncional.

4.1.1.4. Conclusiones de la casa de la calidad.

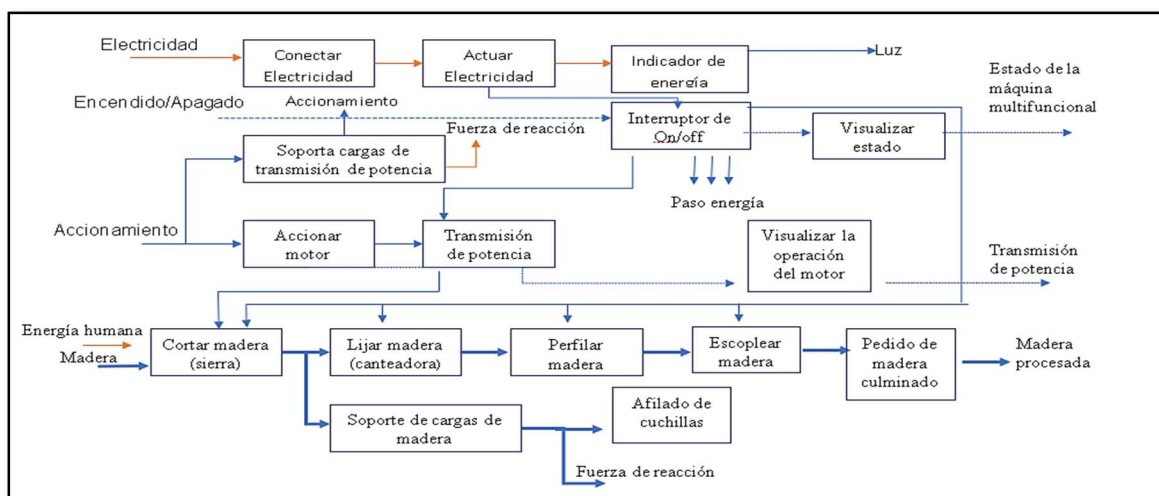
Como resultado de la casa de la calidad presentada la cual posee las siguientes características técnicas: que sea segura al utilizar, de costo no muy elevado, con niveles de ruido tolerables, conformada con materiales económicos y resistentes y tenga una buena estabilidad operacional sin vibraciones satisfaciendo la incidencia de los datos de la voz del usuario mediante las encuestas realizadas.

La casa de la calidad analiza tres tipos de diseños de máquinas multifuncionales, donde se considera los requerimientos de los usuarios interpretándolas como las características técnicas anteriormente mencionadas, para así emplear criterios de calidad en el diseño propuesto por el tema de investigación.

4.1.2. Estructura funcional de la máquina.

La estructura funcional de la máquina consiste en presentar la secuencia operacional del mecanismo, la cual indica el proceso desde la entrada de energía eléctrica hasta la obtención del producto terminado, pasando por diferentes operaciones para el procesado de la madera en las diferentes unidades, además de ilustrar la dependencia y simultaneidad de cada uno de los procesos, lo cual facilita el entendimiento del modo en que se desarrolla la máquina, como se muestra en la Figura 11.

Figura 11. Estructura funcional de la máquina.



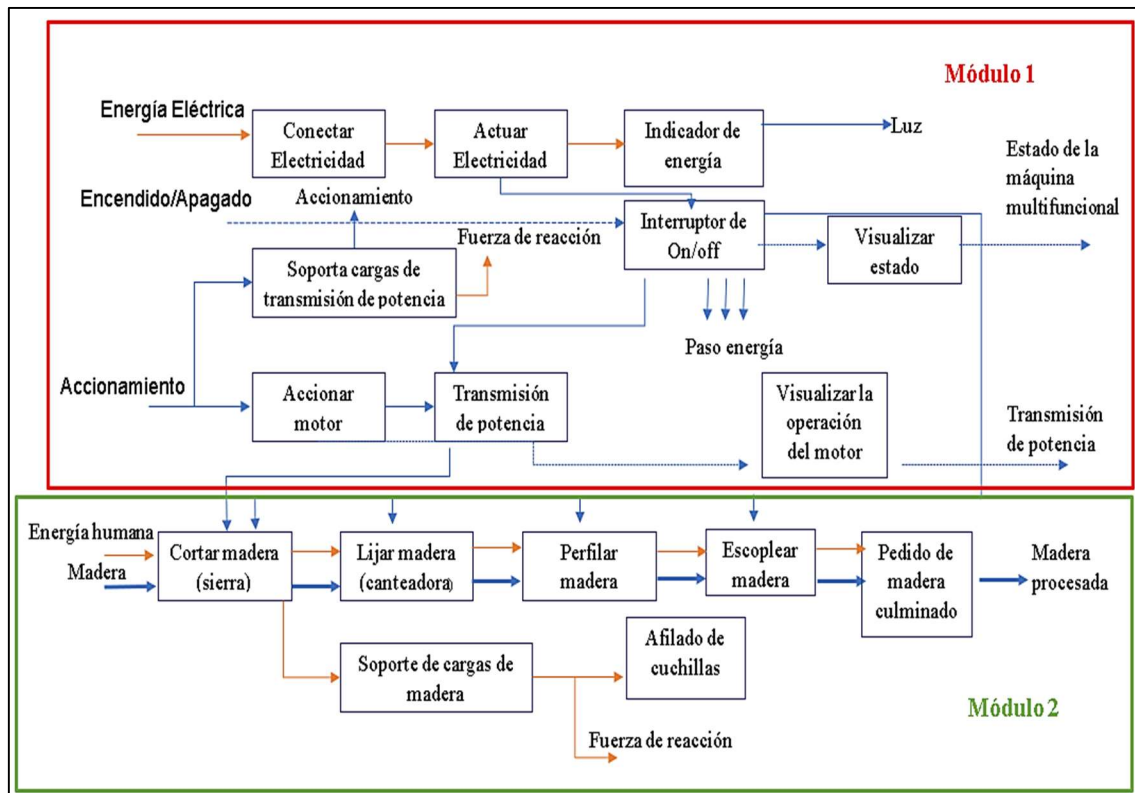
ELABORADO POR: AUTORES

4.1.3. Definición de módulos.

La definición modular consiste en segmentar en bloques o módulos constructivos o de funcionalidad. El emplear este método en el diseño de productos favorece en varios aspectos como la facilidad de producción, mantenimiento, reducción de costos, entre otros.

Debido a las múltiples funciones desarrolladas en la máquina, resulta conveniente realizar una división modular. Para esto se analiza el diagrama de estructura funcional para establecer la división más apropiada de los módulos. De esta forma se obtiene la división de dos módulos, siendo el primer módulo el encargado del sistema energético y motriz de la máquina, es decir abarca desde la entrada de energía eléctrica a la máquina transmitiéndose al motor, que a su vez utilizando un sistema de transmisión de potencia aporta el movimiento motriz a cada una de las aplicaciones para el procesado de madera de la máquina. El segundo módulo se encarga de la parte operacional (corte, bordeado, canteado, escopleado y afilado de cuchillas), como se muestra en la Figura 12.

Figura 12. Definición modular.



ELABORADO POR: AUTORES

4.2. Soluciones modulares.

4.2.1. Módulo 1.

En el primer módulo se cumplen funciones primordiales para la operación de la máquina, los cuales se muestran a continuación:

- Entrada de energía.
- Accionar motor.
- Transmisión de potencia.

4.2.1.1. Entrada de energía.

Es la función encargada de suministrar energía al mecanismo de la máquina para poder activar los elementos de transmisión de potencia.

4.2.1.2. Accionar de motor.

Esta función es la que permite la transformación de energía en torque para poder ser transmitido a cada una de las aplicaciones de la máquina.

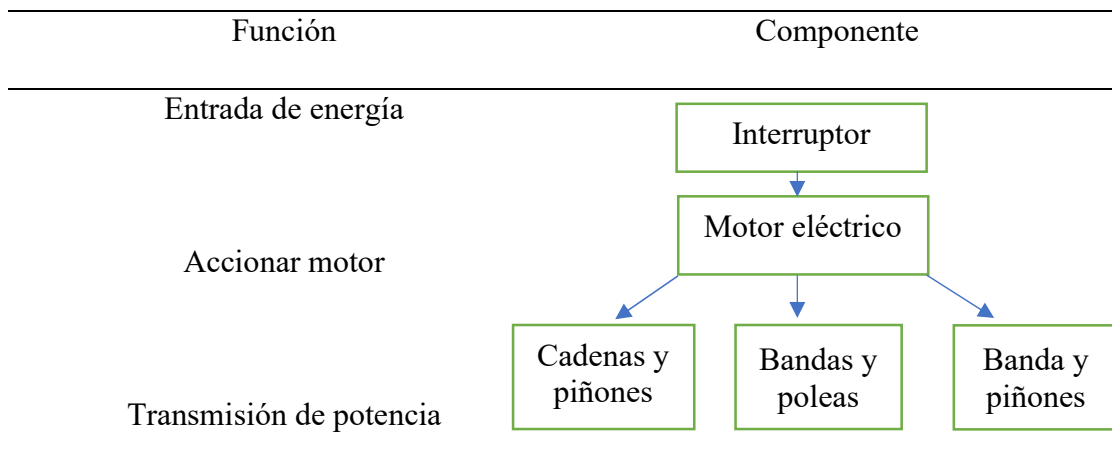
4.2.1.3. Transmisión de potencia.

Esta función permite el paso de potencia a cada una de las aplicaciones de la máquina, es decir transfiere el movimiento de la fuerza motriz desde el motor al resto de componentes.

4.2.1.4. Alternativas de módulo.

En la Tabla 2 se presenta las posibles soluciones del módulo 1, respecto a las funciones que se cumplen.

Tabla 2. Opciones de solución del módulo 1.

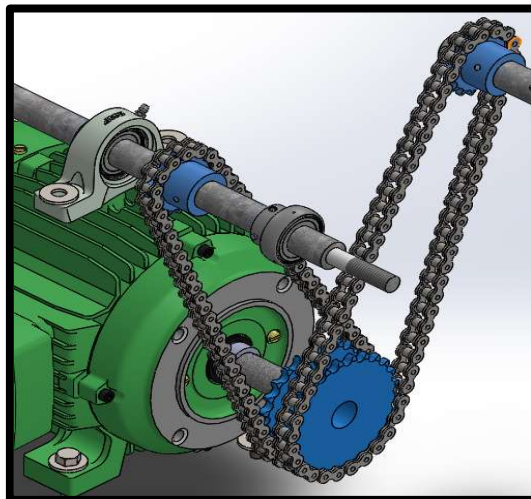


ELABORADO POR: AUTORES

Solución A Cadenas y piñones

En la Figura 13 se muestra el esquema de transmisión de potencia mediante cadenas y piñones.

Figura 13. Solución A: Cadenas y piñones.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Adaptable fácilmente.
- Transmiten mayores cargas.
- Mayor eficiencia.

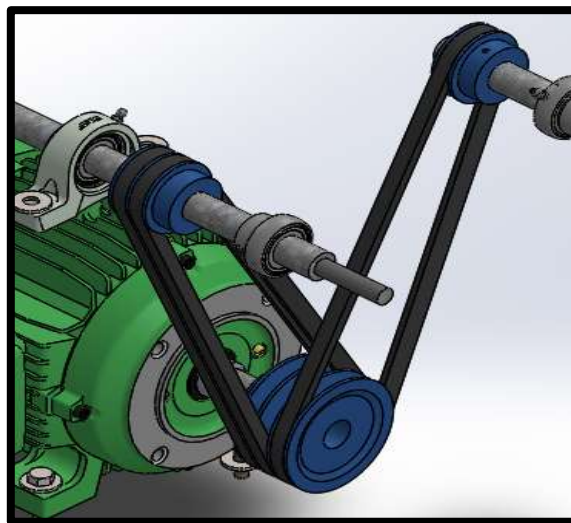
Desventajas.

- Mayores emisiones de ruido.
- Provoca vibraciones.
- Lubricación y mantenimiento frecuente.

Solución B: Bandas y poleas.

En la Figura 14 se muestra el esquema de transmisión de potencia mediante bandas y poleas.

Figura 14. Solución B: Bandas y poleas.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Genera poco ruido.
- Bajo mantenimiento.
- Económica.

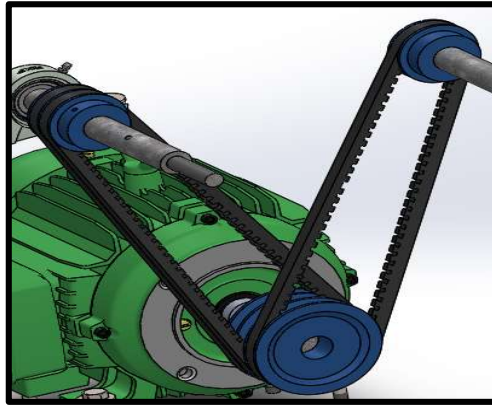
Desventajas.

- Menos eficiencia por resbalamiento.
- Se genera estiramiento.
- Variación de estiramiento por calor y humedad.

Solución C: Banda dentada y piñones.

En la Figura 15 se muestra el esquema de transmisión de potencia mediante bandas y poleas.

Figura 15. Solución C: Banda dentada y piñones.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Relación de transmisión constante.
- Ámbito de trabajo de mayor capacidad.

Desventajas.

- Mayores emisiones de ruido.
- Complejidad de acople.
- Costo elevado.

4.2.1.5. Evaluación de criterios. -módulo 1.

Con el objetivo de determinar la solución que resulte más conveniente para el desarrollo del diseño se emplea el método de criterios ponderados.

A continuación, se enlista los criterios de valoración más relevantes:

- Eficiencia, para que no se pierda energía en la transmisión de potencia.
- Peso, se refiere a los dispositivos que harán la máquina más liviana para su transporte.
- Mantenimiento, para que los costos de mantenimiento sean lo menor posible.

- Ruido, ya que el uso prolongado de la máquina a niveles de ruido no seguro puede afectar la audición del usuario.
- Costo, para facilitar la adquisición de la maquinaria al usuario.

Tabla 3. Evaluación del peso específico de cada criterio del módulo 1.

Criterio	Eficien.	Peso	Mant.	Ruido	Costo	$\sum+1$	Pondera.
Eficiencia		1	1	1	1	5	0,33
Peso	0		1	1	1	4	0,27
Mant.	0	0		1	0,5	2,5	0,17
Ruido	0	0	0		0,5	1,5	0,10
Costo	0	0	0,5	0,5		2	0,13
					Suma	15	1

ELABORADO POR: AUTORES

Según la Tabla 3, se tomaron en consideración los 5 criterios para la selección del mecanismo óptimo para cada función, con lo cual, se evaluaron los criterios especificando el peso que va a tener cada uno.

Eficiencia > Peso > Mantenimiento > Costo > Ruido

Se evalúa cada una de las soluciones respecto a los criterios antes mencionados.

La Tabla 4 muestra la evaluación del criterio de eficiencia en base a las soluciones del sistema de transmisión.

Tabla 4. Evaluación del criterio: Eficiencia.

Eficiencia	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	0	1		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 5 muestra los resultados de la evaluación del criterio costo en base a las soluciones del sistema de transmisión.

Tabla 5. Evaluación del criterio: Costo.

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	1	0		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 6 muestra los resultados de la evaluación del criterio peso en base a las soluciones del sistema de transmisión.

Tabla 6. Evaluación del criterio: Peso.

Peso	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	1	0		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 7 muestra los resultados de la evaluación del criterio nivel de ruido en base a las soluciones del sistema de transmisión.

Tabla 7. Evaluación del criterio: Nivel de ruido.

Nivel de ruido	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	1	0		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 8 muestra los resultados de la evaluación del criterio mantenimiento en base a las soluciones del sistema de transmisión.

Tabla 8. Evaluación del criterio: Mantenimiento.

Mantenimiento	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	1	0		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

En la Tabla 9 se muestran las conclusiones del módulo 1, es decir, las prioridades en cuanto a las soluciones del sistema de transmisión.

Tabla 9. Conclusiones del módulo 1.

Conclusión	Eficien.	Peso	Mant	Ruido	Costo.	\sum	Prioridad
Solución A	0,17	0,04	0,03	0,02	0,02	0,28	3
Solución B	0,06	0,13	0,08	0,05	0,07	0,39	1
Solución C	0,11	0,09	0,06	0,03	0,04	0,33	2

ELABORADO POR: AUTORES

La solución B de banda y poleas para la transmisión de potencia del motor a los mecanismos de la máquina, es la mejor alternativa, puesto que presenta el mayor valor de ponderación.

4.2.2. Módulo 2.

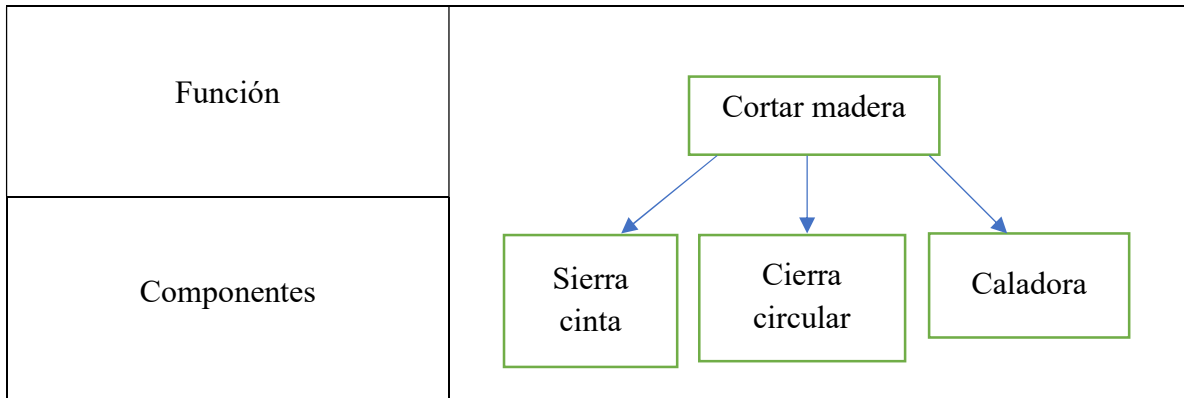
En el segundo módulo se cumplen las siguientes funciones:

- Cortado de madera (sierra).
- Lijado de madera (canteadora).
- Perfilado de madera (tupi).
- Escopleado de madera.
- Afilado de cuchillas.

4.2.2.1. Mecanismo de corte de madera.

En la Tabla 10 se muestra las opciones del módulo 2, en base a la función de cortar madera, mediante diferentes componentes.

Tabla 10. Opciones de módulo 2: Sierra.



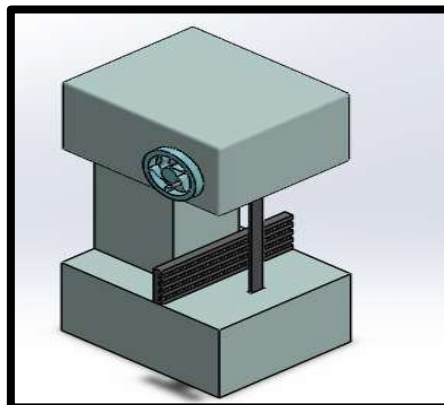
ELABORADO POR: AUTORES

Para el desarrollo del método de criterios ponderados con la finalidad de obtener una solución óptima en cuanto al mecanismo de corte de madera, se han planteados varias alternativas, las cuales se detallan a continuación:

Solución A: Sierra Cinta.

En la Figura 16 se muestra el mecanismo de corte de madera denominado sierra cinta.

Figura 16. Solución A: Sierra Cinta.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Menor riesgo de ruptura y desgaste de los dientes.
- Mayor tiempo de vida útil.
- Cortes más rápidos.

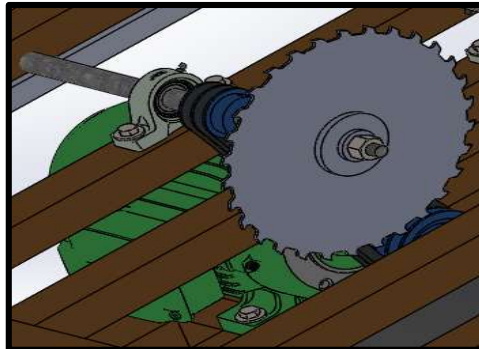
Desventajas.

- Los cortes pueden no ser perfectos.
- Riesgosa para el usuario.
- Demanda conocimiento técnico para su uso.

Solución B: Sierra Circular.

En la Figura 17 se muestra el mecanismo de corte de madera mediante sierra circular.

Figura 17. Solución B: Sierra Circular.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Cortes más precisos.
- Realiza mejores cortes en ángulos.
- Su manejo es simple y efectivo.

Desventajas.

- Riesgosa para el usuario.
- Relativamente costosa.
- Ruidosa.

Solución C: Caladora.

En la Figura 18 se muestra el mecanismo de corte de madera mediante caladora.

Figura 18. Solución C: Caladora.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- No produce mucho ruido.
- Su uso no es riesgoso.
- Fácil movilidad

Desventajas.

- Cortes lentos.
- Cortes no tan precisos.
- Provoca vibraciones altas.

4.2.2.2. Evaluación de criterios-sierra.

Con el objetivo de determinar la solución que resulte más conveniente para el desarrollo del diseño de todas las funciones de este módulo, se emplea el método de criterios ponderados.

A continuación, se enlista los criterios de valoración más relevantes:

- Seguridad, ya que la manipulación de la madera es de forma manual, es de suma importancia proteger al usuario que utilice la máquina.
- Ergonomía, ya que es importante la comodidad de usuario para trabajar sin inconvenientes durante un lapso de tiempo largo.
- Peso, se refiere a los dispositivos que harán la máquina más liviana para su transporte.
- Mantenimiento, para que los costos de mantenimiento sean lo menor posible.
- Ruido, ya que el uso prolongado de la máquina a niveles de ruido no seguro puede afectar la audición del usuario.
- Costo, para facilitar la adquisición de la maquinaria al usuario.

Según la Tabla 11, se tomaron en consideración los seis criterios para la selección del mecanismo óptimo para cada función, con lo cual, se evaluaron los criterios especificando el peso que va a tener cada uno.

Seguridad > Ergonomía > Peso > Mantenimiento > Costo > Ruido

Tabla 11. Evaluación del peso específico de cada criterio del módulo 2.

Criterio	Segur	Ergon.	Peso	Mant.	Ruido	Costo	$\sum+1$	Pondera.
Seguridad		1	1	1	1	1	6	0,29
Ergonomía	0		1	1	1	1	5	0,24
Peso	0	0		1	1	1	4	0,19
Mant.	0	0	0		1	0,5	2,5	0,12
Ruido	0	0	0	0		0,5	1,5	0,07
Costo	0	0	0	0,5	0,5		2	0,10
						Suma	21	1

ELABORADO POR: AUTORES

Se evalúa cada una de las soluciones respecto a los criterios antes mencionados.

La Tabla 12 muestra la evaluación del criterio seguridad en base a las tres soluciones de mecanismo para cortar madera.

Tabla 12. Evaluación del criterio: Seguridad.

Seguridad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Pondera.
Solución A		0,5	0	1,5	0,25
Solución B	0,5		0	1,5	0,25
Solución C	1	1		3	0,50
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 13 muestra la evaluación del criterio costo en base a las tres soluciones de mecanismo para cortar madera.

Tabla 13. Evaluación del criterio: Costo.

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Pondera.
Solución A		0	1	2	0,33
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 14 muestra la evaluación del criterio peso en base a las tres soluciones de mecanismo para cortar madera.

Tabla 14. Evaluación del criterio: Peso.

Peso	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Pondera.
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		0	2	0,33
Solución C	1	1		3	0,50
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 15 muestra la evaluación del criterio nivel de ruido en base a las tres soluciones de mecanismo para cortar madera.

Tabla 15. Evaluación del criterio: Nivel de ruido.

Nivel de ruido	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	0	2	0,33
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	1	1		3	0,50
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 16 muestra la evaluación del criterio ergonomía en base a las tres soluciones de mecanismo para cortar madera.

Tabla 16. Evaluación del criterio: Ergonomía.

Ergonomía	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		0	1	2	0,33
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 17 muestra la evaluación del criterio mantenimiento en base a las tres soluciones de mecanismo para cortar madera.

Tabla 17. Evaluación del criterio: Mantenimiento.

Mantenimiento	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		0	1	2	0,33
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

En la Tabla 18 se muestran las conclusiones del mecanismo para cortar madera, las prioridades en cuanto a las soluciones designadas.

Tabla 18. Conclusiones mecanismo de corte de madera.

Conclusión	Segur	Costo	Peso	Ruido	Ergon.	Mant.	Σ	Prioridad
Solución A	0,07	0,08	0,03	0,04	0,02	0,03	0,28	3
Solución B	0,07	0,12	0,06	0,06	0,01	0,05	0,37	1
Solución C	0,14	0,04	0,10	0,02	0,04	0,02	0,35	2

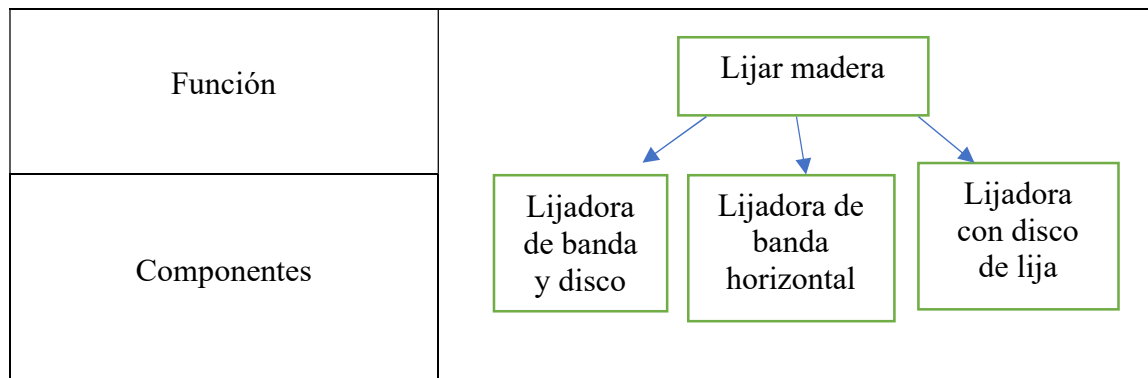
ELABORADO POR: AUTORES

La solución B es la mejor alternativa, puesto que presenta el mayor valor de ponderación entre las tres posibles soluciones, esta solución corresponde a utilizar una sierra circular como herramienta para el corte de madera.

4.2.2.3. Mecanismo para alisar e igualar la madera.

En la Tabla 19 se muestra las opciones del módulo 2, en base a la función de lijar madera, mediante tres componentes diferentes.

Tabla 19. Opciones de módulo 2: Canteadora.



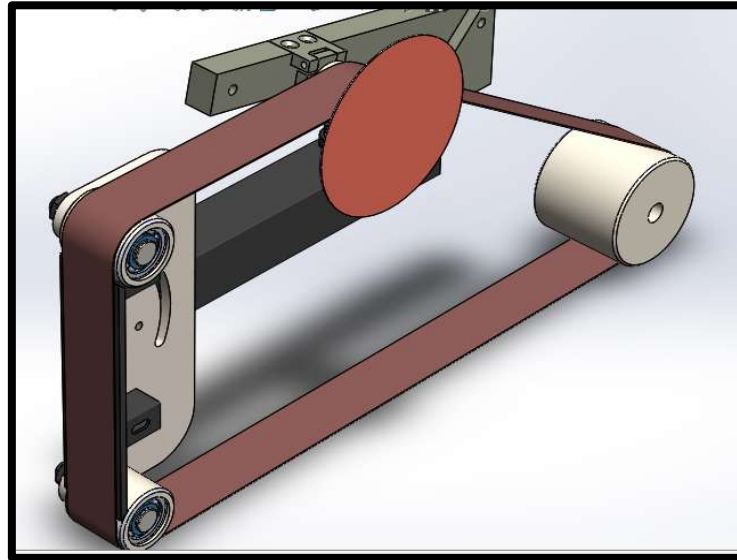
ELABORADO POR: AUTORES

Para el desarrollo de los criterios ponderados dentro de la función para alisar e igualar la madera, se plantea varias alternativas con respecto a la herramienta que se utiliza para cumplir dicha función, las cuales se detallan a continuación

Solución A: Lijadora de banda y disco.

En la Figura 19 se muestra el mecanismo para alisar e igualar madera mediante lijadora de banda y disco.

Figura 19. Solución A: Lijadora de banda y disco.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Aspecto homogéneo de amoblado.
- Desgaste homogéneo.
- Buena adherencia de grano.

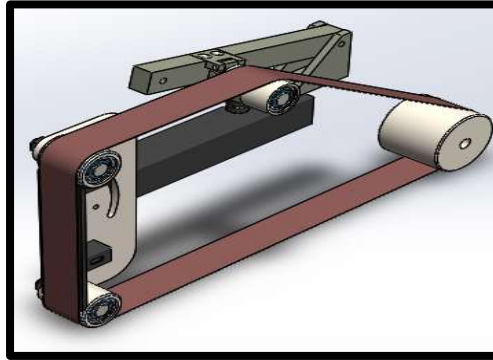
Desventajas.

- Costo elevado.
- Mayor cantidad de componentes.
- Estructura de mayor peso.

Solución B: Lijadora de banda horizontal.

En la Figura 20 se muestra el mecanismo para alisar e igualar madera mediante lijadora de banda horizontal.

Figura 20. Solución B: Lijadora de banda horizontal.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Alto rendimiento de lijado.
- Alta flexibilidad.
- Alta resistencia al desgarro.

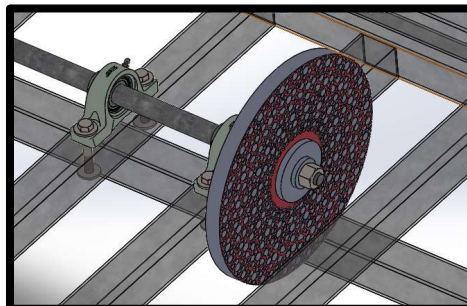
Desventajas.

- Mayor costo.
- Riesgosa para el usuario.
- Esparce mayores distancias el polvo.

Solución C: Lijadora con disco de lija.

En la Figura 21 se muestra el mecanismo para alisar e igualar madera mediante lijadora con disco de lija.

Figura 21. Solución C: Lijadora con disco de lija.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Buena duración.
- Alta Adherencia de grano.
- Fácil cambio de herramienta.

Desventajas.

- No trabaja con madera húmeda.
- Deficiente en superficies con masilla.
- Sólo trabaja superficies planas.

4.2.2.4. Evaluación de criterios-canteadora.

Con el objetivo de determinar la solución que resulte más conveniente para el desarrollo del diseño de todas las funciones de este módulo, se emplea el método de criterios ponderados, los cuales se describen en la Tabla 11.

Se evalúa cada una de las soluciones respecto a los criterios antes mencionados con el fin de obtener los valores de ponderación.

La Tabla 20 muestra la evaluación del criterio seguridad en base a las tres soluciones de mecanismo para alisar e igualar madera.

Tabla 20. Evaluación del criterio: Seguridad.

Seguridad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Pondera.
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		0	2	0,33
Solución C	1	1		3	0,50
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 21 muestra la evaluación del criterio costo en base a las tres soluciones de mecanismo para lijar madera.

Tabla 21. Evaluación del criterio: Costo.

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Pondera.
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		0	2	0,33
Solución C	1	1		3	0,50
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 22 muestra la evaluación del criterio peso en base a las tres soluciones de mecanismo para lijar madera.

Tabla 22. Evaluación del criterio: Peso.

Peso	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Pondera.
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	1	0		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 23 muestra la evaluación del criterio nivel de ruido en base a las tres soluciones de mecanismo para lijar madera.

Tabla 23. Evaluación del criterio: Nivel de ruido.

Nivel de ruido	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Pondera.
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	1	0		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 24 muestra la evaluación del criterio ergonomía en base a las tres soluciones de mecanismo para lijar madera.

Tabla 24. Evaluación del criterio: Ergonomía.

Ergonomía	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		0	2	0,33
Solución C	1	1		3	0,50
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 25 muestra la evaluación del criterio mantenimiento en base a las tres soluciones de mecanismo para lijar madera.

Tabla 25. Evaluación del criterio: Mantenimiento.

Mantenimiento	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		0	2	0,33
Solución C	1	1		3	0,50
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

En la Tabla 26 se muestran las conclusiones del mecanismo para alisar e igualar madera, se puede observar las prioridades en cuanto a las soluciones designadas, siendo la de más prioridad la de 1 y la de menor 3.

Tabla 26. Conclusiones mecanismo para alisar e igualar madera.

Conclusión	Segur	Costo	Peso	Ruido	Ergon.	Mant.	\sum	Prioridad
Solución A	0,05	0,02	0,03	0,02	0,04	0,02	0,17	3
Solución B	0,10	0,03	0,10	0,05	0,08	0,03	0,38	2
Solución C	0,14	0,05	0,06	0,03	0,12	0,05	0,45	1

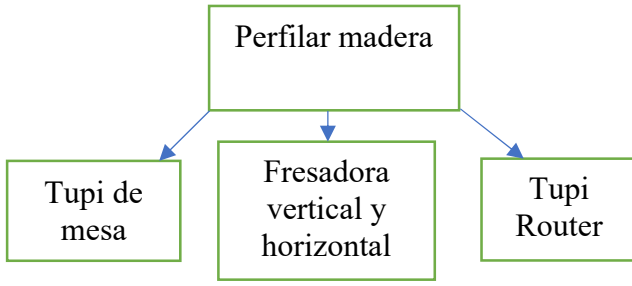
ELABORADO POR: AUTORES

La solución C es la mejor alternativa con prioridad 1, puesto que presenta el mayor valor de ponderación de los criterios evaluados entre las tres posibles soluciones para alisar la madera, esta solución corresponde a utilizar una lijadora con disco para llevar a cabo la función requerida.

4.2.2.5. Mecanismo para hacer perfiles en madera.

En la Tabla 27 se muestra las opciones del módulo 2, en base a la función de perfilar madera, mediante tres componentes diferentes.

Tabla 27. Opciones de módulo 2: Tupi.

Función	 <pre> graph TD A[Perfilar madera] --> B[Tupi de mesa] A --> C[Fresadora vertical y horizontal] A --> D[Tupi Router] </pre>
Componentes	

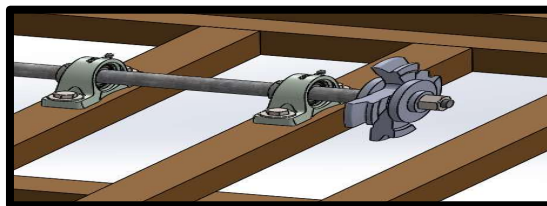
ELABORADO POR: AUTORES

Para el desarrollo de los criterios ponderados dentro del mecanismo del perfilado en madera, se han planteado varias alternativas con respecto al sistema que se utiliza, las cuales se detallan a continuación:

Solución A: Tupi de mesa.

En la Figura 22 se muestra el mecanismo para crear perfiles en madera mediante tupi de mesa.

Figura 22. Solución A: Tupi de mesa.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- No demanda mucho espacio de trabajo.
- Rápido cambio de herramienta.
- Fácil de usar.

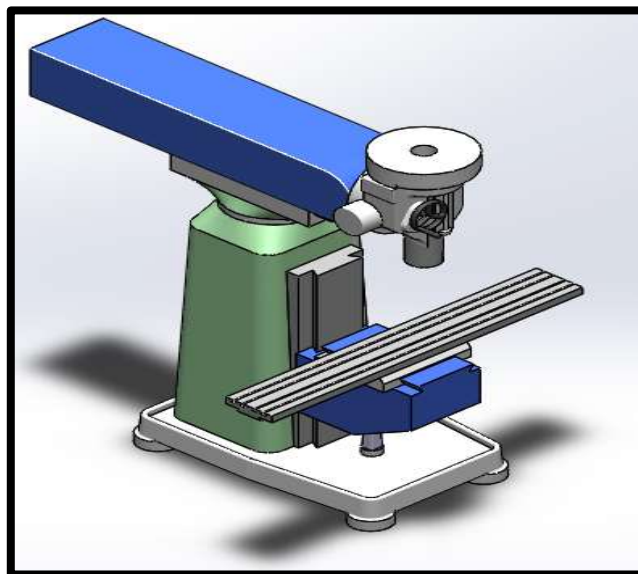
Desventajas.

- Trabaja en una sola dirección.
- Riesgoso para el usuario.
- Baja estabilidad de fresado.

Solución B: Fresadora vertical y horizontal.

En la Figura 23 se muestra el mecanismo para crear perfiles en madera mediante fresadora vertical y horizontal.

Figura 23. Solución B: Fresadora vertical y horizontal.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Operaciones más precisas.
- Permite trabajar en 3 dimensiones.
- Produce poca vibración.

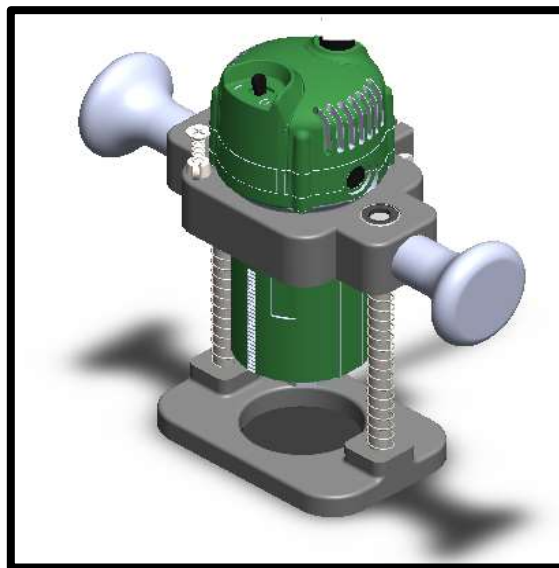
Desventajas.

- Costo elevado.
- Peso relativamente alto.
- Demanda bastante espacio de trabajo.

Solución C: Tupi Router.

En la Figura 24 se muestra el mecanismo para crear perfiles en madera mediante tupi router.

Figura 24. Solución C: Tupi Router.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Liviano.
- De fácil uso.
- Mayor estabilidad para fresar.

Desventajas.

- Genera alta vibración.
- Perfilado lento.
- Menor calidad de perfilado.

4.2.2.6. Evaluación de criterios-tupi.

Con el objetivo de determinar la solución que resulte más conveniente para el desarrollo del diseño de todas las funciones de este módulo, se emplea el método de criterios ponderados, los cuales se describen en la Tabla 11.

Se evalúa cada una de las soluciones respecto a los criterios antes mencionados con el fin de obtener los valores de ponderación.

La Tabla 28 muestra la evaluación del criterio seguridad en base a las tres soluciones de mecanismo para perfilar madera.

Tabla 28. Evaluación del criterio: Seguridad.

Seguridad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Pondera.
Solución A		0	0,5	1,5	0,25
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	0,5	0		1,5	0,25
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 29 muestra la evaluación del criterio costo en base a las tres soluciones de mecanismo para perfilar madera.

Tabla 29. Evaluación del criterio: Costo.

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Pondera.
Solución A		1	0	2	0,33
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	1	1		3	0,50
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 30 muestra la evaluación del criterio peso en base a las tres soluciones de mecanismo para perfilar madera.

Tabla 30. Evaluación del criterio: Peso.

Peso	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	0	2	0,33
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	1	1		3	0,50
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 31 muestra la evaluación del criterio nivel de ruido en base a las tres soluciones de mecanismo para perfilar madera.

Tabla 31. Evaluación del criterio: Nivel de ruido.

Ruido	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		1	2	0,33
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 32 muestra la evaluación del criterio ergonomía en base a las tres soluciones de mecanismo para perfilar madera.

Tabla 32. Evaluación del criterio: Ergonomía.

Ergonomía	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		1	2	0,33
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 33 muestra la evaluación del criterio mantenimiento en base a las tres soluciones de mecanismo para perfilar madera.

Tabla 33. Evaluación del criterio: Mantenimiento.

Mantenimiento	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	0	1		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

En la Tabla 34 se muestran las conclusiones del mecanismo para perfilar madera, se identifica la importancia de cada solución de acuerdo con las prioridades en cuanto a las soluciones designadas, de acuerdo a la evaluación de los criterios ponderados ya mencionados.

Tabla 34. Conclusiones mecanismo para hacer perfiles en madera.

Conclusión	Segur	Costo	Peso	Ruido	Ergon.	Mant.	\sum	Prioridad
Solución A	0,07	0,12	0,06	0,06	0,04	0,03	0,38	1
Solución B	0,14	0,08	0,03	0,02	0,02	0,02	0,31	3
Solución C	0,07	0,04	0,10	0,04	0,01	0,05	0,31	2

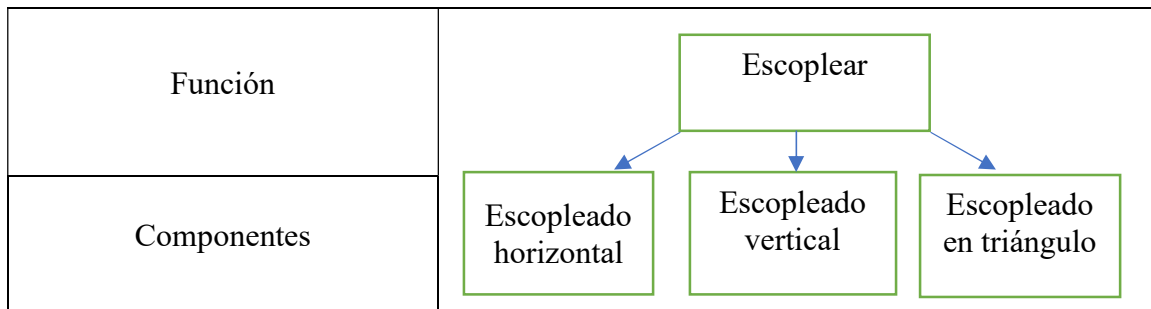
ELABORADO POR: AUTORES

La solución A la mejor alternativa, puesto que presenta el mayor valor de ponderación entre las tres posibles soluciones, esta solución corresponde a utilizar un tupi de mesa para la función mencionada.

4.2.2.7. Mecanismo para realizar agujeros en madera.

En la Tabla 35 se muestra las opciones de la función para realizar agujeros en la madera, la cual está integrada en la segmentación del módulo 2.

Tabla 35. Opciones de módulo 2: Escopleadora.



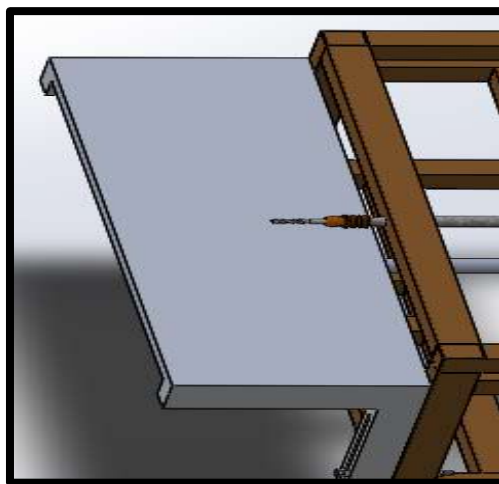
ELABORADO POR: AUTORES

Para el desarrollo de los criterios ponderados dentro del mecanismo óptimo para realizar ranuras en la madera, se han planteado varias alternativas:

Solución A: Escopleado horizontal.

En la Figura 25 se muestra el mecanismo para crear agujeros en madera mediante escopleado horizontal.

Figura 25. Solución A: Escopleado horizontal.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Fácil manejo de madera.
- Fácil mantenimiento.
- Seguro para el usuario.

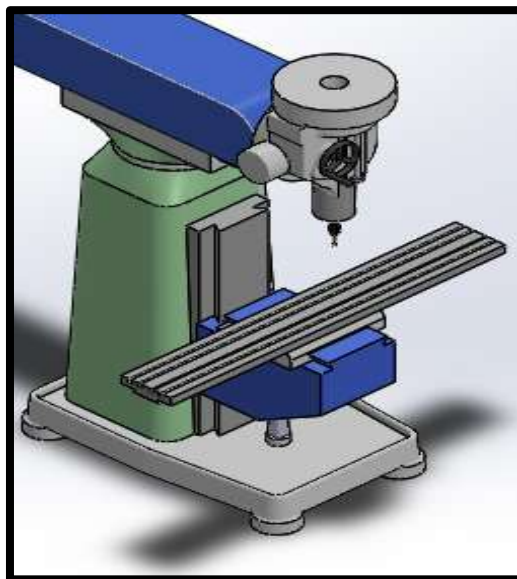
Desventajas.

- Proporciona mayor vibración.
- Escopleados lentos.
- Los procesos no son preciso.

Solución B: Escopleado vertical.

En la Figura 26 se muestra el mecanismo para crear agujeros en madera mediante escopleado vertical.

Figura 26. Solución B: Escopleado vertical.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- La generación de vibración de mínima.
- Facilita la visualización del proceso.
- Buen acabador de operación.

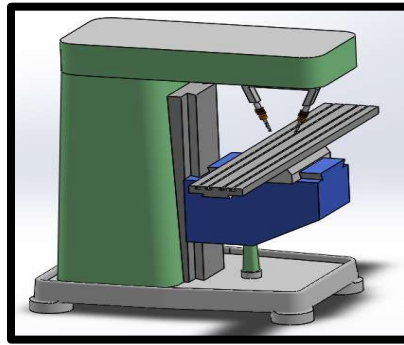
Desventajas.

- Mayor costo.
- Mayor peso de estructura.
- Escopleados lentos.

Solución C: Escopleado triangular.

En la Figura 27 se muestra el mecanismo para crear agujeros en madera mediante escopleado triangular.

Figura 27. Solución C: Escopleado triangular.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Mayor precisión en las operaciones.
- Mantenimiento complejo.
- Escopleados rápidos.

Desventajas.

- Costo elevado.
- Difícil uso.
- Mayor peso de estructura.

4.2.2.8. Evaluación de criterios-escopleadora.

Con el objetivo de determinar la solución que resulte más conveniente para el desarrollo del diseño de todas las funciones de este módulo, se emplea el método de criterios ponderados, los cuales se describen en la Tabla 11.

Se evalúa cada una de las soluciones respecto a los criterios antes mencionados.

La Tabla 36 muestra la evaluación del criterio seguridad en base a las tres soluciones de mecanismo para crear agujeros en la madera.

Tabla 36. Evaluación del criterio: Seguridad.

Seguridad	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución. A		1	1	3	0,50
Solución. B	0		0,5	1,5	0,25
Solución. C	0	0,5		1,5	0,25
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 37 muestra la evaluación del criterio costo en base a las tres soluciones de mecanismo para crear agujeros en la madera.

Tabla 37. Evaluación del criterio: Costo.

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		1	2	0,33
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 38 muestra la evaluación del criterio peso en base a las tres soluciones de mecanismo para crear agujeros en la madera.

Tabla 38. Evaluación del criterio: Peso.

Peso	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		0,5	1,5	0,25
Solución C	0	0,5		1,5	0,25
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 39 muestra la evaluación del criterio nivel de ruido en base a las tres soluciones sobre mecanismos para crear agujeros en la madera.

Tabla 39. Evaluación del criterio: Nivel de ruido.

Nivel de ruido	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	0	1		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 40 muestra la evaluación del criterio ergonomía en base a las tres soluciones sobre mecanismos para crear agujeros en la madera.

Tabla 40. Evaluación del criterio: Ergonomía.

Materiales	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	0	1		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 41 muestra la evaluación del criterio mantenimiento en base a las tres soluciones sobre mecanismo para crear agujeros en la madera.

Tabla 41. Evaluación del criterio: Mantenimiento.

Mantenimiento	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	0	1		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

En la Tabla 42 se muestran las conclusiones del mecanismo para crear agujeros en la madera, las prioridades en cuanto a las soluciones designadas.

Tabla 42. Conclusiones mecanismo para realizar ranuras en la madera.

Conclusión	Segur	Costo	Peso	Ruido	Ergon.	Mant.	$\sum+1$	Prioridad
Solución A	0,14	0,12	0,10	0,06	0,04	0,05	1,50	1
Solución B	0,07	0,08	0,05	0,02	0,01	0,02	1,25	3
Solución C	0,07	0,04	0,05	0,04	0,02	0,03	1,25	2

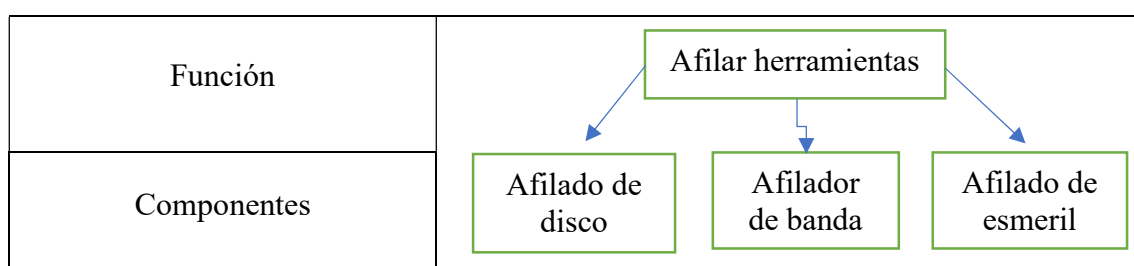
ELABORADO POR: AUTORES

La solución A es la mejor alternativa, puesto que presenta el mayor valor de ponderación entre las tres posibles soluciones, esta solución corresponde a un escopleado horizontal como diseño principal para la función mencionada.

4.2.2.9. Mecanismo para afilar cuchillas.

En la Tabla 43 se muestra las opciones del módulo 2, en base a la función de afilar herramientas utilizadas en ebanistería, con tres componentes diferentes.

Tabla 43. Opciones de módulo 2: Afilador.



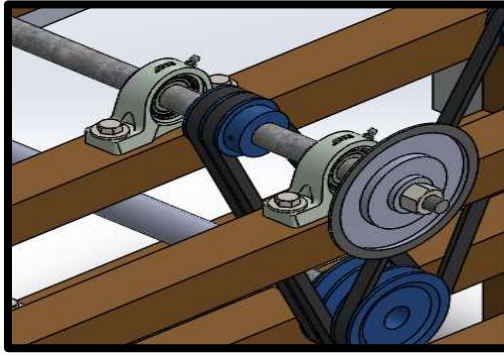
LABORADO POR: AUTORES.

Para el desarrollo de los criterios ponderados dentro del mecanismo para afilar cuchillas, se han planteados varias alternativas:

Solución A: Afilado de disco vertical.

En la Figura 28 se muestra el mecanismo para afilar herramientas utilizadas en ebanistería, mediante afilado de disco vertical.

Figura 28. Solución A: Afilado de disco vertical.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- No requiere mantenimiento.
- Tiempo de vida útil extenso.
- Seguro para el uso.

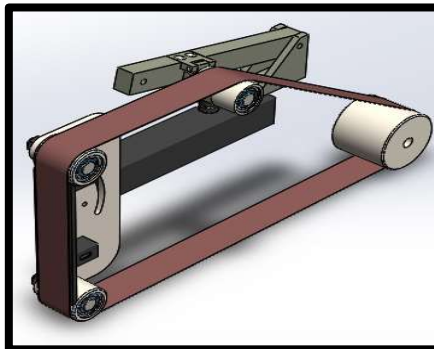
Desventajas.

- Desbaste reducido.
- Requiere conocimientos técnicos para su uso.
- Genera mayor ruido.

Solución B: Afilado de banda.

En la Figura 29 se muestra el mecanismo para afilar herramientas utilizadas en ebanistería, mediante afilado de banda.

Figura 29. Solución B: Afilado de banda.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- Afilado homogéneo.
- Mejor eficiencia para materiales duros.
- Buena adherencia de grano.

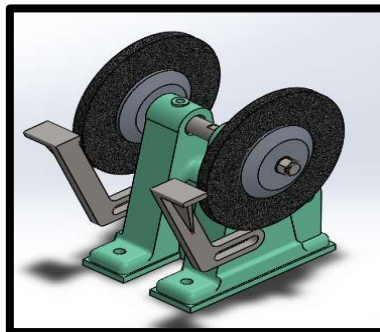
Desventajas.

- Costo elevado.
- Mayor cantidad de componentes.
- Riesgosa para el usuario.

Solución C: Afilado de esmeril.

En la Figura 30 se muestra el mecanismo para afilar herramientas utilizadas en ebanistería, mediante afilado de esmeril.

Figura 30. Solución C: Afilado de esmeril.



ELABORADO POR: AUTORES

Ventajas.

- No requiere mantenimiento.
- Cambio de piedra fácil.
- Espacio estructural pequeño.

Desventajas.

- Desgaste acelerado.
- Riesgoso para el usuario.
- Desprende fragmento de piedra.

4.2.2.10. Evaluación de criterios-afilador de cuchillas.

Con el objetivo de determinar la solución que resulte más conveniente para el desarrollo del diseño de todas las funciones de este módulo, se emplea el método de criterios ponderados, los cuales se describen en la Tabla 11.

Se evalúa cada una de las soluciones respecto a los criterios antes mencionados.

La Tabla 44 muestra la evaluación del criterio seguridad en base a las tres soluciones de mecanismos presentados con anterioridad para afilar cuchillas utilizadas en el procesado de la madera.

Tabla 44. Evaluación del criterio: Seguridad.

Seguridad	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución. A		1	1	3	0,50
Solución. B	0		0	1	0,17
Solución. C	0	1		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 45 muestra la evaluación del criterio costo en base a las tres soluciones de mecanismo para afilar cuchillas utilizadas en ebanistería.

Tabla 45. Evaluación del criterio: Costo.

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución. A		1	1	3	0,50
Solución. B	0		0,5	1,5	0,25
Solución. C	0	0,5		1,5	0,25
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 46 muestra la evaluación del criterio peso en base a las tres soluciones de mecanismo para afilar cuchillas utilizadas en ebanistería.

Tabla 46. Evaluación del criterio: Peso.

Peso	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución. A		0	0,5	1,5	0,25
Solución. B	1		1	3	0,50
Solución. C	0,5	0		1,5	0,25
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 47 muestra la evaluación del criterio nivel de ruido en base a las tres soluciones de mecanismo para afilar cuchillas utilizadas en ebanistería.

Tabla 47. Evaluación del criterio: Nivel de ruido.

Ruido	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		0	0,5	1,5	0,25
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	0,5	0		1,5	0,25
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 48 muestra la evaluación del criterio ergonomía en base a las tres soluciones de mecanismo para afilar cuchillas utilizadas en ebanistería.

Tabla 48. Evaluación del criterio: Ergonomía.

Ergonomía	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		0,5	1,5	0,25
Solución C	0	0,5		1,5	0,25
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

La Tabla 49 muestra la evaluación del criterio mantenimiento en base a las tres soluciones de mecanismo para afilar cuchillas utilizadas en ebanistería.

Tabla 49. Evaluación del criterio: Mantenimiento.

Mantenimiento	Solución A	Solución B	Solución C	$\sum+1$	Pondera.
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	0	1		2	0,33
			Suma	6	1,00

ELABORADO POR: AUTORES

En la Tabla 50 se muestran las conclusiones del mecanismo para afilar cuchillas utilizadas en ebanistería, las prioridades en cuanto a las soluciones designadas.

Tabla 50. Conclusiones mecanismo para afilar cuchillas.

Conclusión	Segur	Costo	Peso	Ruido	Ergon.	Mant.	$\sum+1$	Prioridad
Solución A	0,14	0,12	0,05	0,06	0,02	0,05	1,43	1
Solución B	0,05	0,06	0,10	0,02	0,04	0,02	1,28	3
Solución C	0,10	0,06	0,05	0,04	0,02	0,02	1,28	2

ELABORADO POR: AUTORES

La solución A es la mejor alternativa, puesto que presenta el mayor valor de ponderación entre las tres posibles soluciones, esta solución corresponde a utilizar un afilador de disco vertical como diseño principal para la función mencionada.

4.2.3. Conjunto de soluciones del análisis de criterios ponderados.

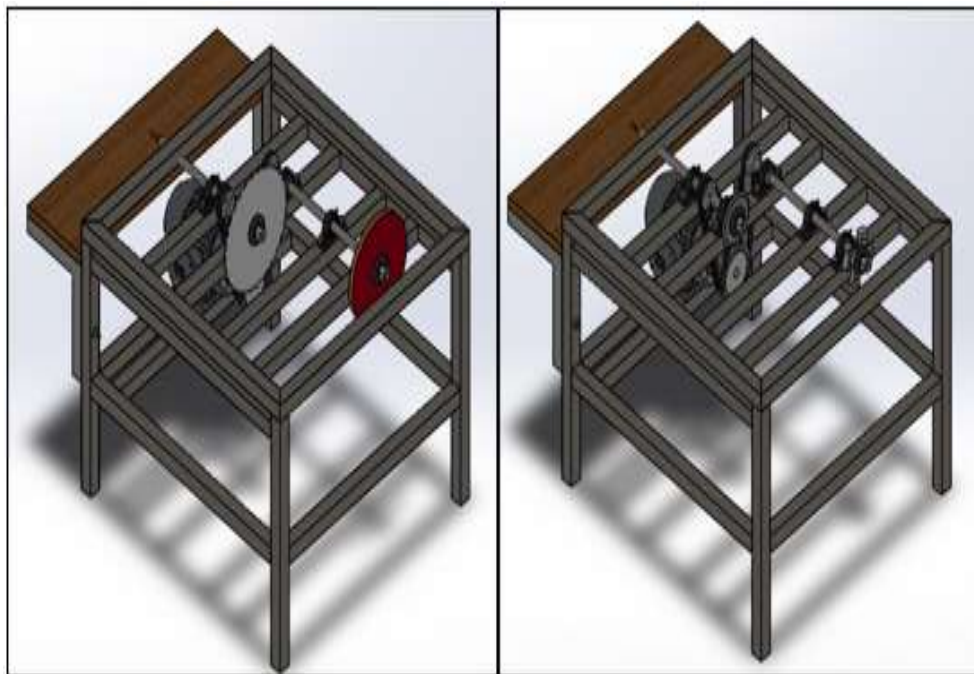
Mediante el análisis de criterios ponderados se obtuvieron las soluciones más favorables para el diseño, las cuales se mencionan a continuación:

- Sistema de transmisión: Bandas y poleas.
- Cortado de madera (sierra): Sierra circular.
- Lijado de madera (canteadora): Disco de lija.

- Perfilado de madera (tupi): Tupi de mesa.
- Escopleado de madera: Escopleado horizontal.
- Afilado de cuchillas: Afilador de disco vertical.

A continuación, se presenta un diseño tentativo de la máquina multifuncional integrando cada una de las soluciones mencionadas, con la particularidad de que las funciones de cortado de madera y afilado de cuchillas serán desmontable e intercambiable entre sí, de igual forma para las funciones de perfilado de madera y canteadora como se observa en la Figura 31.

Figura 31. Diseño CAD de las soluciones de módulos.



ELABORADO POR: AUTORES

4.3. Potencias de corte de la sierra.

La potencia de corte de la sierra depende de dos factores, de la velocidad de corte y de la fuerza de corte, se da mediante la Ecuación 10.

Ecuación 10. Potencia de corte.

$$P_c = F_c \times V_c \quad (10)$$

Donde:

P_c : potencia de corte; (W)

F_c : fuerza de corte de disco; (N)

V_c : velocidad de corte del disco; $\left(\frac{m}{s}\right)$

4.3.1. Selección de la sierra circular.

Se seleccionó un disco para la sierra de diámetro de 355 mm, la presente elección se da por el hecho de requerir que el disco sobresalga del tablero un tamaño considerable con el fin de obtener un corte de madera con espesor requerido.

En la Tabla 51 se muestran las características del disco seleccionado [19].

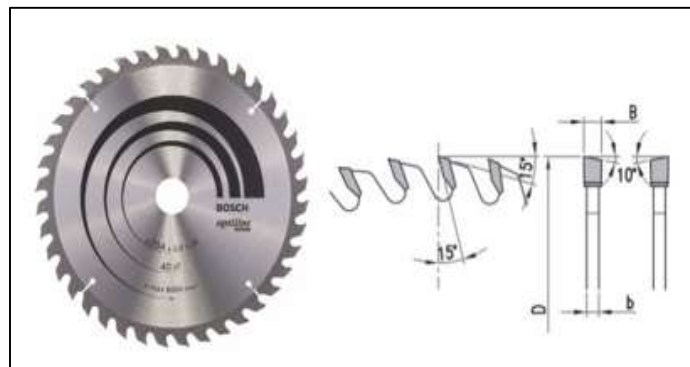
Tabla 51. Especificaciones disco de sierra seleccionado.

Díámetro disco (mm)	Espesor(mm)	Agujero(mm)	Nº Dientes	Diseño dientes	RPM
355	3,2	30	30	ATB	6200

ELABORADO POR: AUTORES

Las dimensiones del perfil de disco de sierra circular se muestran en la Figura 32.

Figura 32. Perfil de disco de sierra circular.



FUENTE: CATÁLOGO GRUPO IBERMAQ, [19]

4.3.2. Fuerza de corte necesaria en la sierra.

Para calcular la fuerza de corte necesaria en la sierra, se utiliza la Ecuación 11 la cual se describe a continuación:

Ecuación 11. Fuerza de corte de sierra.

$$F_c = K_c \times A_c \quad (11)$$

Dónde:

F_c : fuerza de corte de sierra; (N)

K_c : resistencia al corte; $\left(24.52 \frac{N}{mm^2} \right)$

A_c : área de corte; (mm^2)

4.3.2.1. Cálculo del área de corte del disco de sierra.

En la operación de aserrado, varios dientes trabajan a la vez, por lo que, el cálculo de la fuerza de corte se torna complejo, por esta razón se considera que la sección cortada en cada instante es directamente proporcional al espesor medio de la viruta y a la longitud de corte instantánea, los detalles se muestran en la Ecuación 12.

Ecuación 12. Área de corte de sierra.

$$A_c = e_m \times b \quad (12)$$

Donde:

e_m : espesor medio de la viruta (mm)

b: longitud de corte instantánea (mm)

4.3.2.2. Cálculo de longitud de corte instantáneo de la sierra.

El parámetro b (longitud de corte) es la suma de las longitudes de contacto de cada diente de la sierra que corte en un instante determinado, este parámetro se calcula mediante la Ecuación 13.

Ecuación 13. Longitud de corte instantánea

$$b = B \times Z'' \quad (13)$$

Donde:

b: longitud de corte instantánea; (mm)

B: espesor de diente; (3.2 mm)

Z'': número de dientes que están en contacto en un instante determinado; (mm)

4.3.2.3. Cálculo del número de dientes del disco de sierra cortando al instan.

La siguiente Ecuación 14 se utiliza para determinar el número de dientes que están contacto en un instante dado.

Ecuación 14. Número de dientes que están cortando en instante dado.

$$Z'' = Z \times \frac{\phi}{2 * \pi} \quad (14)$$

Donde:

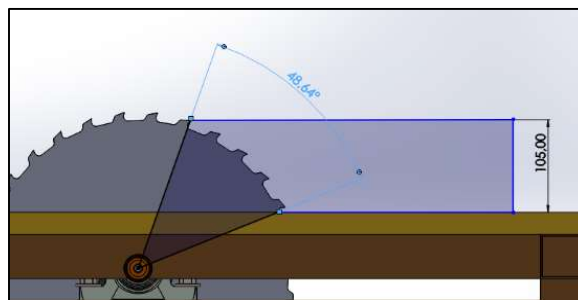
Z'': Número de dientes que están cortando en un instante determinado.

Z: Número de dientes de la sierra.

ϕ : Ángulo de contacto; (rad)

Para el cálculo del número de dientes de la sierra en contacto con la madera, se toma como referencia el espesor, en la Figura 33 se aprecia el ángulo de contacto entre la sierra y la madera que es de 48.64° o 0.85 rad.

Figura 33. Ángulo de contacto entre disco de sierra y madera.



ELABORADO POR: AUTORES

$$Z'' = 30 \times \frac{0.85}{2 \times \pi} = 4.058 \text{ dientes}$$

Por lo cual, se considera $Z'' = 4$ dientes.

Se calcula la longitud del corte instantáneo (b) reemplazando los valores en la Ecuación 13.

$$b = 3.2 \times 4 = 12.8 \text{ mm}$$

4.3.2.4. Cálculo del espesor medio de la viruta.

Para el cálculo del espesor medio de la viruta se utiliza la Ecuación 15 que se aprecia a continuación:

Ecuación 15. Espesor medio de la viruta.

$$e_m = a_z \times \sqrt{\frac{h}{D} \times \left(1 - \frac{h}{D}\right)} \quad (15)$$

Donde:

e_m : espesor medio de la viruta; (mm)

a_z : avance por diente; (0.1 mm) recomendado para madera dura

h : altura de corte; (105 mm)

D : diámetro de la sierra; (355 mm)

Reemplazando los valores en la Ecuación 15, se obtiene el valor del espesor medio de la viruta.

$$e_m = 0.1 \times \sqrt{\frac{105}{355} \times \left(1 - \frac{105}{355}\right)} = 0.0456 \text{ mm}$$

Se reemplaza los valores en la Ecuación 12 para determinar el área de corte:

$$A_c = 0.0456 \times 12.8 = 0.5837 \text{ mm}^2$$

4.3.2.5. Cálculo de fuerza de corte del disco de sierra.

Se reemplaza los valores en la Ecuación 11 para el determinar la fuera de corte necesaria en la sierra.

$$F_c = \frac{24.54 \frac{N}{mm^2}}{0.5837 mm^2} = 14.32 N$$

4.3.3. Velocidad de corte del disco de sierra.

Para el cálculo de la potencia de la sierra, primero se determina la velocidad de corte del disco de la sierra mediante la Ecuación 16.

Ecuación 16. Velocidad de corte del disco.

$$V_c = \frac{\pi \times D \times \omega}{60000} \quad (16)$$

Donde:

V_c : velocidad de corte del disco; $\frac{m}{s}$

D: diámetro de la sierra; (mm)

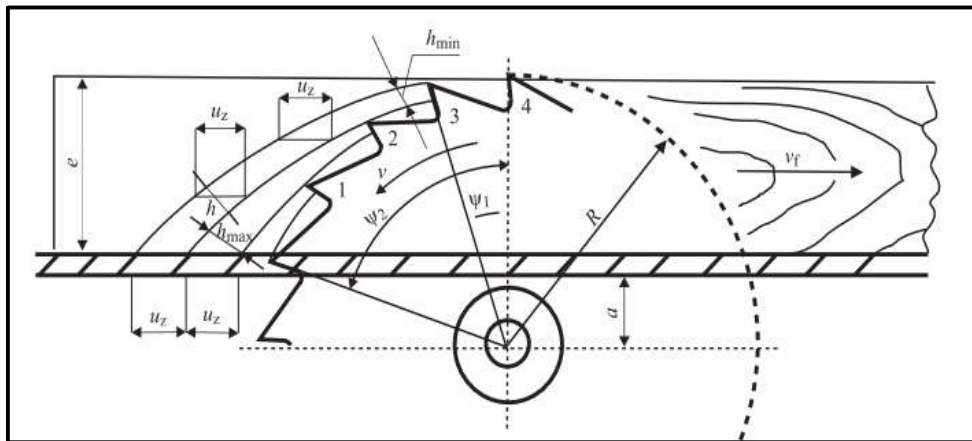
ω : velocidad angular del disco de corte; (3500 rpm)

$$V_c = \frac{\pi \times 355 mm \times 3500 rpm}{60000} = 65.057 \frac{m}{s}$$

4.3.4. Cálculo de ángulo de corte del disco de sierra.

El ángulo de corte Ψ , se obtiene por la diferencia entre el ángulo de inicio de corte y el ángulo donde termina el corte, como se observa en la Ecuación 17, que a su vez dichos ángulos se obtienen utilizando la distancia del centro de la sierra al tablero, el radio de la sierra y la altura de corte. Como se indica en la Figura 34 [20].

Figura 34. Modelo cinemático de corte con sierra circular.



FUENTE: ASERRADO DE MADERA POR SIERRA CIRCULAR, [20]

Ecuación 17. Ángulo de corte del disco de sierra.

$$\Psi = \Psi_2 - \Psi_1 = \cos^{-1} \frac{e+a}{R} - \cos^{-1} \frac{a}{R} \quad (17)$$

Donde:

e: profundidad del corte; (105 mm)

a: distancia del centro del disco al tablero; (38.5 mm)

R: radio del disco de sierra; (177.5 mm)

Se reemplaza en la Ecuación 17 obteniendo el valor del ángulo de corte del disco de sierra

$$\Psi = \cos^{-1} \frac{105+38.5}{177.5} - \cos^{-1} \frac{38.5}{177.5} = 0.72 \frac{rad}{s} = 41.42^\circ$$

4.3.5. Potencia requerida/absorbida por la sierra circular.

Utilizando los valores calculados de Fuerza de corte F_c y velocidad de corte V_c , se reemplazan en la Ecuación 10, para determinar el valor de la potencia requerida/absorbida por la sierra.

$$P_c = F_c \times V_c$$

$$P_c = 14.32 \times 65.057 = 931.62 \text{ W} \approx 1,249 \text{ Hp}$$

4.3.6. Cálculo de potencia bruta requerida de la sierra.

La potencia bruta que se requiere para el correcto funcionamiento de la máquina es mayor que la potencia usada en el corte de madera, esto debido a las pérdidas en el sistema de transmisión de la máquina, por lo cual, se le asigna un valor de eficiencia mecánica al mecanismo para compensar dichas pérdidas, dicha potencia se obtiene mediante la Ecuación 18.

Ecuación 18. Potencia bruta requerida.

$$P_g = \frac{P_c}{\eta} \quad (18)$$

Donde:

P_g : potencia bruta requerida; (W)

P_c : potencia de corte; (W)

η : eficiencia de la máquina herramienta; (90%)

Reemplazando los valores en la Ecuación 18 se obtiene:

$$P_g = \frac{931.62 \text{ W}}{0.9} = 1035.13 \text{ W} \approx 1,388 \text{ Hp}$$

4.3.7. Momento torsor de la sierra.

En la selección del motor se considera el momento torsor para el accionamiento de la herramienta, se calcula mediante la Ecuación 19.

Ecuación 19. Potencia de corte de sierra.

$$P_g = T_s \times \omega_s \quad (19)$$

Donde:

P_g : potencia bruta de corte de sierra; (W).

T_s : torque transmitido al disco; (N.m).

ω_s : velocidad angular; $\left(\frac{rad}{s}\right)$, 3500 rpm equivale a $366.52\left(\frac{rad}{s}\right)$.

Despeje del torque:

$$T = \frac{P_g}{\omega} = \frac{1035.13 W}{366.52 \frac{rad}{s}} = 2.824 N.m$$

4.4. Potencias de corte de la escopleadora.

El mecanismo de la escopleadora está ubicado en un extremo del mandril de la sierra, es decir ambos comparten eje de transmisión de potencia. Se debe determinar la potencia que necesita la broca para lograr su correcta función, la cual se obtiene mediante la siguiente Ecuación 20.


Ecuación 20. Potencia requerida por la escopleadora.


$$P_c = F_c \times V_c \quad (20)$$

4.4.1. Selección de la broca de escopleadora.

En base al catálogo de brocas RUKO para madera se seleccionó una broca tipo espirales de acero CV, en la Tabla 52 se muestran las dimensiones [21].

Tabla 52. Brocas para madera.

Ø mm	L1 mm	L2 mm	N° de artículo	
3,0	61,0	46,0	208 030	1
4,0	73,0	52,0	208 040	1
5,0	86,0	60,0	208 050	1
6,0	91,0	66,0	208 060	1
7,0	107,0	72,0	208 070	1
8,0	116,0	80,0	208 080	1
9,0	124,0	84,0	208 090	1
10,0	132,0	90,0	208 100	1
11,0	132,0	100,0	208 110	1
12,0	150,0	102,0	208 120	1



FUENTE: CATÁLOGO DE BROCAS RUKO, [21]

4.4.2. Fuerza de corte necesaria en la escopleadora.

Para el cálculo de la potencia requerida por la escopleadora, primero mediante la Ecuación 21 se determina la fuerza de corte.

Ecuación 21. Fuerza de corte escopleadora.

$$F_c = K_c * a * f \quad (21)$$

Donde:

K_c : fuerza específica de corte; $\left(24.54 \frac{N}{mm^2}\right)$

a : profundidad de pasada; (mm)

f : avance por revolución; (mm)

4.4.2.1. Cálculo de la profundidad de pasada.

La profundidad de pasada se puede obtener dividiendo el diámetro de la herramienta de trabajo por la mitad, como se muestra en la Ecuación 22.

Ecuación 22. Profundidad de pasada.

$$a = \frac{D_c}{2} \quad (22)$$

En base al diámetro de la broca obtenido de la Tabla 52, se calcula la profundidad de pasada:

$$a = \frac{10mm}{2} = 5mm$$

4.4.2.2. Cálculo del avance por revolución.

Para el cálculo de del avance por revolución se debe conocer la velocidad de avance, parámetro que se determina mediante el material que se va a trabajar y las revoluciones por minuto de la herramienta, como se muestra en la Ecuación 23.

Ecuación 23. Avance por revolución del disco de sierra.

$$f = \frac{f_r}{\omega} \quad (23)$$

Dónde:

f: avance por revolución; (mm)

f_r: velocidad de avance; $\left(\frac{\text{mm}}{\text{min}}\right)$

ω : velocidad angular; (rpm)

La velocidad de rotación es de 2600 rpm y la velocidad de avance es de 6000 $\frac{\text{mm}}{\text{min}}$, parámetro aplicado por el operario.

$$f = \frac{6000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}}{2600 \text{ rpm}} = 2.31 \text{ mm}$$

4.4.2.3. Cálculo de fuerza de corte del disco de la escopleadora.

Se reemplaza los valores en la Ecuación 21 para el determinar la fuerza de corte necesaria en la escopleadora.

$$F_c = (24.52 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})(5 \text{ mm}) * (2.31 \text{ min}) = 283.21 \text{ N}$$

4.4.2.4. Cálculo de la velocidad de corte de la broca de la escopleadora.

La velocidad de corte de la broca se determina mediante dos factores como son el diámetro del disco de sierra y la velocidad angular de la broca, como se muestra en la Ecuación 24.

Ecuación 24. Velocidad de corte.

$$V_c = \frac{\pi \times D \times \omega}{60000} \quad (24)$$

Donde:

V: velocidad de corte; $\left(\frac{m}{s}\right)$

D: diámetro de la sierra; (mm)

ω : velocidad angular de la broca; (2600 rpm)

Reemplazando los valores mencionados, se obtiene:

$$V_c = \frac{\pi \times 10 \text{ mm} \times 2600 \text{ rpm}}{60000} = 1.361 \frac{m}{s}$$

4.4.3. Potencia requerida/absorbida por la escopleadora.

Utilizando los valores calculados de fuerza de corte y velocidad de corte, se reemplazan en la Ecuación 20, para determinar el valor de la potencia requerida por la escopleadora.

$$P_c = F_c \times V_c$$

$$P_c = 283.21 \text{ N} \times 1.361 \frac{m}{s} = 385.449 \text{ W}$$

4.4.3.1. Cálculo de potencia bruta requerida de la sierra.

Se realiza el cálculo de la potencia bruta de la función usando la Ecuación 18, debido a las pérdidas mecánicas que existen tanto en el motor como en el sistema de transmisión de la máquina, se considera 90% de eficiencia mecánica de la máquina herramienta.

$$P_g = \frac{385.449 \text{ W}}{0.9} = 428.277 \text{ W}$$

4.4.4. Momento torsor de la escopleadora.

Para el cálculo del momento torsor de la escopleadora se utiliza la Ecuación 25.

Ecuación 25. Torque transmitido a la broca.

$$T_e = \frac{P_g}{\omega_e} \quad (25)$$

Donde:

P_g : potencia bruta de corte de la escopleadora; (W)

T_e : torque transmitido a la broca; (N.m)

ω_e : velocidad angular; $\left(\frac{rad}{s}\right)$, 2600 rpm equivale a 272.271 $\left(\frac{rad}{s}\right)$

$$T_e = \frac{428.277 \text{ W}}{272.271 \frac{rad}{s}} = 1.573 \text{ N.m} \approx 1573 \text{ N.mm}$$

4.5. Potencias de corte del afilador de cuchillas.

La potencia necesaria para mover el disco diamantado para afilar cuchillas se calcula mediante la Ecuación 26.

Ecuación 26. Potencia requerida por disco afilador.

$$P_o = F_c \times V \quad (26)$$

Donde:

P_o : potencia necesaria; (W)

F_c : fuerza de corte en; (N)

V: velocidad del disco; $\left(\frac{m}{s}\right)$

Para subsiguientes cálculos se especifican los siguientes parámetros:

d_{disco} : 150 mm

ω : 2800 rpm.

4.5.1. Selección de disco afilador.

La herramienta que permite realizar esta función es un disco diamantado, el cual está sometido a un esfuerzo de corte, siendo la resistencia al corte uno de los parámetros principales [22].

En la Tabla 53 se muestran las especificaciones del disco afilador de cuchillas seleccionado.

Tabla 53. Especificaciones disco afilador de cuchillas.

Material	Diámetro disco	Diámetro eje	Espesor	Ancho arena
Unión resina y metal de carburo recubierto de diamante	150 mm	25 mm	10 mm	8 mm

FUENTE: ALIEXPRESS.

En la Figura 35 se muestra el disco diamantado para la función de afilar cuchillas utilizadas en ebanistería y se observa a continuación:

Figura 35. Disco diamantado afilador de cuchillas.



FUENTE: CATÁLOGO ALIEXPRESS, [22]

4.5.2. Fuerza de corte necesaria en disco afilador.

Para calcular la fuerza de corte necesaria en el disco, se utiliza la Ecuación 27 la cual se describe a continuación:

Ecuación 27. Fuerza de corte de afilado.

$$F_c = K_s \times a \times s \quad (27)$$

Donde:

K_s : factor de fuerza; $\left(\frac{175 \text{ kg}}{\text{mm}^2}\right)$

a: profundidad de corte; (0.03 mm)

s: avance; $\left(\frac{0.4 \text{ mm}}{\text{rev}}\right)$

Reemplazando los valores en la Ecuación 27 se obtiene el valor de la fuerza de corte.

$$F_c = 175 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \times 0.03 \text{ mm} \times 0.4 \text{ mm}$$

$$F_c = 2.1 \text{ kgf} = 20.59 \text{ N}$$

4.5.3. Cálculo de la velocidad periférica del disco afilador.

La velocidad periférica, velocidad de corte o velocidad tangencial que tiene el disco, se calcula mediante la Ecuación 28.

Ecuación 28. Velocidad periférica.

$$V_p = d \times \pi \times \omega \quad (28)$$

Para el cálculo de la velocidad se emplean los datos proporcionados anteriormente donde $d=150 \text{ mm}$ y $\omega=2800 \text{ rpm}$.

$$V_p = 150 \text{ mm} \times \pi \times 2800 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

$$V_p = 1319468.9 \frac{\text{mm}}{\text{min}} = 22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.5.4. Cálculo de la potencia del motor necesaria para el afilador de cuchillas.

Utilizando los valores calculados de Fuerza de corte y velocidad del disco, se reemplazan en la Ecuación 26, para determinar el valor de la potencia requerida/absorbida por el disco.

$$P_o = F_c \times V$$
$$P_o = 20.59 N \times 22 \frac{m}{s} = 453 W \approx 0.6 \text{Hp}$$

4.5.5. Cálculo de potencia bruta requerida del afilador.

Se generan pérdidas debido al sistema de transmisión de la máquina y mecánicas en el motor, por lo cual, se le asigna un valor de eficiencia mecánica al mecanismo para compensar dichas pérdidas.

La potencia bruta requerida para el afilador de cuchillas utilizadas en ebanistería, se calcula mediante la Ecuación 29.

Ecuación 29. Potencia bruta requerida del para el afilador de cuchillas.

$$P_g = \frac{P_o}{\eta} \quad (29)$$

Donde:

P_g : potencia bruta requerida; (W)

P_o : potencia de corte; (W)

η : eficiencia de la máquina herramienta; (90%)

Reemplazando los valores en la Ecuación 29 se obtiene:

$$P_g = \frac{453 W}{0.9}$$
$$P_g = 503 W \approx 0.67 \text{Hp}$$

4.6. Cálculo de potencias de corte de la tupi de mesa.

Para el cálculo de la potencia de corte requerida por el tupi, se debe en primer lugar seleccionar la herramienta de corte a utilizar.

4.6.1. Selección de fresa del tupi de mesa.

Para obtener la potencia requerida por la herramienta de tupi, se selecciona el tipo de fresa a utilizar con sus características, por tanto, se escoge una fresa de tipo plato de cuchillas para uñeros biselados en madera, en la Tabla 54 se muestran las especificaciones de la fresa seleccionada [23].

Tabla 54. Especificaciones la fresa de tupi.

Diámetro fresa	Diámetro eje	Altura corte	Material
160 mm	50 mm	15 mm	Acero HSS

FUENTE: GALARZA MALDONADO

En la Figura 36 se muestra la fresa tipo plato de cuchillas seleccionado para crear molduras en la madera y se observa a continuación:

Figura 36. Fresa de tipo plato de cuchillas para uñeros biselados en madera.



FUENTE: DISEÑO DE FRESADO CNC, [23]

4.6.2. Cálculo de la velocidad de corte.

Para el cálculo de la potencia requerida por la función, primero se selecciona la velocidad de corte de la fresa, tomando en consideración, el material que se va a trabajar y el tipo de herramienta de corte, dicha velocidad de corte se calcula mediante la Ecuación 30.

Ecuación 30. Velocidad de corte.

$$V_c = \frac{b \times \pi \times \omega}{1000} \quad (30)$$

Donde:

V_c : velocidad de corte; $\left(\frac{m}{min} \right)$

ω : velocidad angular de la fresa de tupi; (2700 rpm)

b: ancho del fresado; (20 mm)

Reemplazando valores en la Ecuación 30 se obtiene:

$$V_c = \frac{(20 \text{ mm})(\pi)(2700 \frac{rev}{min})}{1000} = 169.6 \frac{mm}{min}$$

4.6.3. Selección del avance por diente.

Para el parámetro de avance, se debe establecer un valor de acuerdo con el tipo de madera que se va a trabajar, en la Tabla 55 se establecen valores para cada tipo de madera, seleccionando el avance/diente de 0.30 mm. [23].

Tabla 55. Avance por diente.

Avance/diente	Rango
Madera maciza	0.10-0.35
Madera seca	0.10-0.40

FUENTE: GALARZA MALDONADO.

4.6.4. Cálculo de la velocidad de avance.

La velocidad de avance es el parámetro que se produce del movimiento del material base contra la herramienta de corte, se calcula mediante la Ecuación 31.

Ecuación 31. Velocidad de avance.

$$V_a = S_z \times z \times \omega \quad (31)$$

Donde:

S_z : avance/diente; (0.30 mm)

z: número de dientes de la fresa; (4)

$$V_a = 0.30 \text{ mm} \times 4 \times 2700 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 3240 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

4.6.5. Cálculo de la sección de viruta.

La sección de viruta depende de la profundidad de fresado y del avance por diente, dicho parámetro se obtiene mediante la Ecuación 32.

Ecuación 32. Sección de viruta.

$$S_v = a \times S_z \quad (32)$$

Donde:

S_v : sección de viruta; (mm^2)

a: profundidad de fresado; (mm)

b: ancho de fresado; (mm)

Para establecer un parámetro de profundidad de fresado, se debe tener en cuenta la fresa que se utiliza y la función que se realiza, en la Figura 37 se muestra la selección de la profundidad [23].

Figura 37. Normalización de las profundidades de fresado.

Normalización de las profundidades de fresado			
ANCHO DE CORTE Y PROFUNDIDAD DE FRESADO			
	Fresado con terminación y con única pasada	Fresado en desbaste	Fresado en afinado
Fresas cilíndricas	Todo el ancho de la fresa a=3mm	Todo el ancho de la fresa a= 5 a 8 mm	Todo el ancho de la fresa a=1 mm
Fresas frontales de mango	Ancho igual al diámetro de la fresa a= 2mm	La mitad del diámetro de la fresa a= 4mm	Igual al diámetro de la fresa a= 5mm
Fresas de disco	A= ancho de la fresa como máximo	A= la mitad del ancho de la fresa	A= 5% ancho de la fresa
Fresas de forma	A= todo el perfil en pequeñas formas	A=1 pasada 45%	A= 10 % de la altura de su forma

FUENTE: DISEÑO DE FRESADO CNC, [23]

Según la selección, ilustrada en la Figura 37, se obtiene el ancho de fresado es 20 mm, la profundidad es de 10 mm, cuyos valores se reemplazan en la Ecuación 32 para el cálculo de sección de viruta.

$$S_v = a \times S_z$$

$$S_v = 10 \text{ mm} \times 0.30 \text{ mm}$$

$$S_v = 3 \text{ mm}^2$$

4.6.6. Cálculo de la fuerza de corte necesaria para la fresa del tupi.

La fuerza de corte requerida por la fresa, depende de la constante de proporcionalidad y de la sección de viruta previamente calculado, como se muestra en la Ecuación 33.

Ecuación 33. Fuerza de corte de tupi.

$$F_c = k_s \times S_v \quad (33)$$

Donde:

k_s : constante de proporcionalidad $\left(\frac{N}{mm^2} \right)$.

4.5.7.1. Cálculo de la constante de proporcionalidad.

La constante de proporcionalidad depende de cada material de fresa seleccionado, este parámetro se calcula mediante la Ecuación 34.

Ecuación 34. Constante de proporcionalidad.

$$k_s = k_{so} \times e^{-b} \quad (34)$$

Donde:

k_{so} : profundidad de fresado $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$.

El parámetro profundidad de fresado k_{so} se escoge en base al material a trabajar, por tanto,

k_{so} : $45 \frac{N}{mm^2}$, b: 0.3 [23].

4.5.7.2. Cálculo del espesor de viruta.

El espesor de viruta depende de varios factores, como la velocidad de avance, el ancho y profundidad de corte, además de las revoluciones por minuto de la fresa, como se muestra en la Ecuación 35.

Ecuación 35. Espesor de viruta.

$$e = \left(\frac{v_a}{z \times \omega}\right) \times \left(\sqrt{\frac{a}{b}}\right) \quad (35)$$

Donde:

v_a : velocidad de avance; $\left(3240 \frac{mm}{min}\right)$

a: profundidad de corte; (10 mm)

b: ancho de corte; (20 mm)

Reemplazando los valores en la Ecuación 35 se determina el espesor de viruta:

$$e = \left(\frac{3240 \frac{mm}{min}}{4 \times 2700 \frac{rev}{min}} \right) \times \left(\sqrt{\frac{10}{20}} \right) = 0.21 \text{ mm}$$

Reemplazando en la Ecuación 34 se obtiene el valor de la constante de proporcionalidad:

$$k_s = k_{s0} \times e^{-b}$$

$$k_s = 45 \frac{N}{mm^2} \times (0.21)^{-0.3}$$

$$k_s = 71.8 \frac{N}{mm^2}$$

Reemplazando los valores en la Ecuación 33 se determina la fuerza de corte:

$$F_c = k_s \times S_v$$

$$F_c = 71.8 \frac{N}{mm^2} \times 3 \text{ mm}^2 = 215 \text{ N}$$

4.5.8. Potencia requerida/absorbida por la fresa de tupí.

Utilizando los valores calculados de fuerza de corte y velocidad de corte, se reemplazan en la Ecuación 10, para determinar el valor de la potencia requerida/absorbida por la fresa del tupí.

$$P_c = F_c \times V_c$$

$$P_c = 215 \text{ N} \times 3.24 \text{ m} = 696.6 \frac{N \cdot m}{s} \approx 0.94 \text{ Hp}$$

4.5.9. Cálculo de potencia bruta requerida por el tupí.

Se generan pérdidas debido al sistema de transmisión de la máquina y mecánicas en el motor, por lo cual, se le asigna un valor de eficiencia mecánica al mecanismo del 90% para compensar dichas pérdidas.

Reemplazando los valores de potencia requerida y la eficiencia en la Ecuación 19 se obtiene la potencia bruta requerida de la fresa de tupi.

$$P_g = \frac{606.3 \text{ W}}{0.9} = 674 \text{ W} \approx 0.9 \text{ Hp}$$

4.5.10. Momento torsor del tupi.

En la selección del motor se considera el momento torsor para el accionamiento de la herramienta, se calcula mediante la Ecuación 5 mostrada a continuación:

$$P_c = T \times \omega$$

Donde:

P : potencia de corte del tupi; (W)

T : torque transmitido a la fresa; (N.m)

ω : velocidad angular; $\left(\frac{rad}{s}\right)$, 2700 rpm equivale a $282.7 \left(\frac{rad}{s}\right)$

Se despeja el torque:

$$T = \frac{P_c}{\omega} = \frac{674 \text{ W}}{282.7 \frac{rad}{s}} = 2.38 \text{ N.m}$$

4.6. Potencias de corte de la canteadora.

Para el cálculo de la potencia de lijado con disco, se debe en primera instancia realizar un análisis funcional del sistema.

4.6.7. Selección de disco afilador.

La herramienta seleccionada para la función de canteadora es un disco de lija adherido a un playwood, en la Tabla 56 se muestran las especificaciones del disco de lija [24].

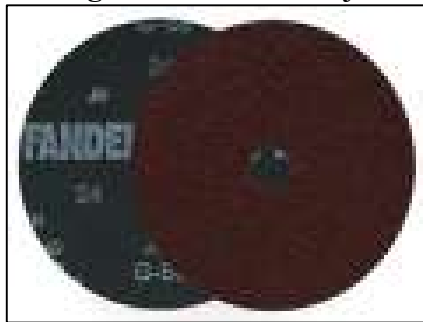
Tabla 56. Especificaciones disco de lija.

Diámetro disco de lija	Diámetro eje	Grano
300 mm	100 mm	24

FUENTE: CATÁLOGO NORTON, [24]

En la Figura 38 se muestra una lija de grano 24 en forma circular.

Figura 38. Disco de lija.



FUENTE: CATÁLOGO NORTON, [24]

4.6.8. Cálculo de la potencia del motor necesaria para el disco de lija.

Para calcular la potencia de lijado se realiza un análisis funcional del sistema. La potencia del disco de lija se calcula mediante la Ecuación 36.

Ecuación 36. Potencia de lijado con disco.

$$P_d = T \times \omega \quad (36)$$

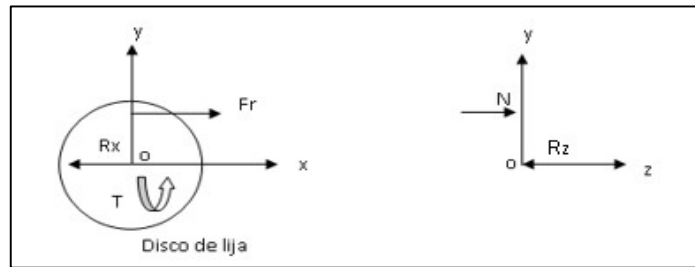
Donde:

T: par torsor absorbido por el eje; (N.mm)

ω : velocidad angular; $\left(\frac{rad}{s}\right)$

En la Figura 39 se muestra un diagrama con las fuerzas que actúan sobre el disco de lija al estar en funcionamiento.

Figura 39. Fuerzas que actúan sobre disco de lija.



FUENTE: CATÁLOGO NORTON, [24]

Donde:

T : torque transmitido al disco; (N.m)

N : reacción de la pieza a lijar sobre el disco; (25 N)

F_r : fuerza de rozamiento; (N)

R_x : reacción horizontal del eje sobre el disco; (N)

R_z : reacción horizontal del eje sobre el disco; (N)

μ : coeficiente de rozamiento entre disco de lija y madera; (0.85).

d : distancia desde el centro del eje hasta reacción N ; (0.1 m)

Se realiza una sumatoria de las fuerzas en el eje z y una sumatoria de momentos con respecto al punto central del disco, esto, para calcular el torque necesario para el correcto lijado.

$$\begin{aligned}\sum F_z &= 0 \\ N &= R_z \\ \sum M_o &= 0\end{aligned}$$

Ecuación 37. Torque absorbido por el disco de lija.

$$T = F_r \times d \quad (37)$$

4.6.8.1. Cálculo de la fuerza de rozamiento.

La fuerza de rozamiento es directamente proporcional al coeficiente de rozamiento en este caso, entre lija y madera y a la reacción de la pieza a lijar sobre el disco, como se muestra en la Ecuación 38.

Ecuación 38. Fuerza de rozamiento.

$$F_r = \mu \times N \quad (38)$$

Reemplazando los valores:

$$F_r = 0.85 \times 25 \text{ N} = 21 \text{ N}$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación 37 se obtiene el valor del torque absorbido por el disco:

$$T = F_r \times d$$

$$T = 21 \text{ N} \times 0.1 \text{ m}$$

$$T = 2.1 \text{ N.m}$$

Sustituyendo los valores en la Ecuación 36 se obtiene el valor de la potencia necesaria para el lijado.

$$P = 2.1 \text{ N.m} \times 282.7 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 593.7 \text{ W} \approx 0.8 \text{ Hp}$$

4.6.9. Cálculo de potencia bruta requerida el disco de lija.

Se generan pérdidas debido al sistema de transmisión de la máquina, por lo cual, se le asigna un valor de eficiencia mecánica para compensar las mismas, parámetro que se denomina potencia bruta y se obtiene mediante la Ecuación 39.

Ecuación 39. Potencia bruta requerida para el disco de lija.

$$P_g = \frac{P_c}{\eta} \quad (39)$$

Donde:

P_g : potencia bruta requerida; (W)

P_0 : potencia de lijado; (W)

η : eficiencia de la máquina herramienta; (90%)

Reemplazando los valores en la Ecuación 39 se obtiene:

$$P_g = \frac{593.7 \text{ W}}{0.9} = 659.7 \text{ W} \approx 0.88 \text{ Hp}$$

4.7. Selección del motor.

Para la correcta selección del motor, se obtiene el par torsor requerido por las funciones de la máquina, además de la potencia bruta de cada sistema, ya se realiza el cálculo de los parámetros antes mencionados, por tanto, se realiza la suma de los pares torsor y de las potencias brutas de dos de las funciones, en la Figura 40 se muestra el motor eléctrico marca WEG seleccionado [25].

Figura 40. Motor eléctrico WEG.



FUENTE: CATÁLOGO DE MOTORES ELÉCTRICOS WEG, [25]

En la Tabla 57 donde se detallan las especificaciones del motor seleccionado.

Tabla 57. Especificaciones motor.

Especificaciones de motor WEG	
Potencia	3 HP
Velocidad angular	1750 rpm
Voltaje	110/220
Instalación	Monofásico

ELABORADO POR: AUTORES

4.8. Cálculo de transmisión.

Una vez seleccionado el motor y conociendo sus especificaciones, se procede a seleccionar los componentes del sistema de transmisión, como son las poleas y bandas.

4.8.7. Sierra-Escopleadora-Afilador.

Selección del tipo de bandas para poleas en la sierra circular, para la selección de este elemento se tiene que determinar la potencia transmitida corregida, porque la potencia de salida del motor se afecta por varios componentes, estas pérdidas se compensan con un factor de servicio, en la Figura 41 se muestran factores de servicio para bandas tipo V con respecto al tipo de máquina impulsada de los cual se selecciona un factor de servicio de 1.3 por ser un mecanismo de uso entre 6 a 15 h diarias [26], [27].

Figura 41. Factores de servicio para bandas V.

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: par torsional normal ^a Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional ^b Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

^aSíncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.
^bMonofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

FUENTE: CATÁLOGO DE CORREAS INDUSTRIAL DUNLOP, [27]

Luego se determina la potencia de diseño de motor mediante la Ecuación 40.

Ecuación 40. Potencia de diseño de motor.

$$P_{dm} = P_{motor} \times f_s \quad (40)$$

Donde:

P_{dm} : potencia de diseño;(Hp)

P_{motor} : potencia del motor; (W)

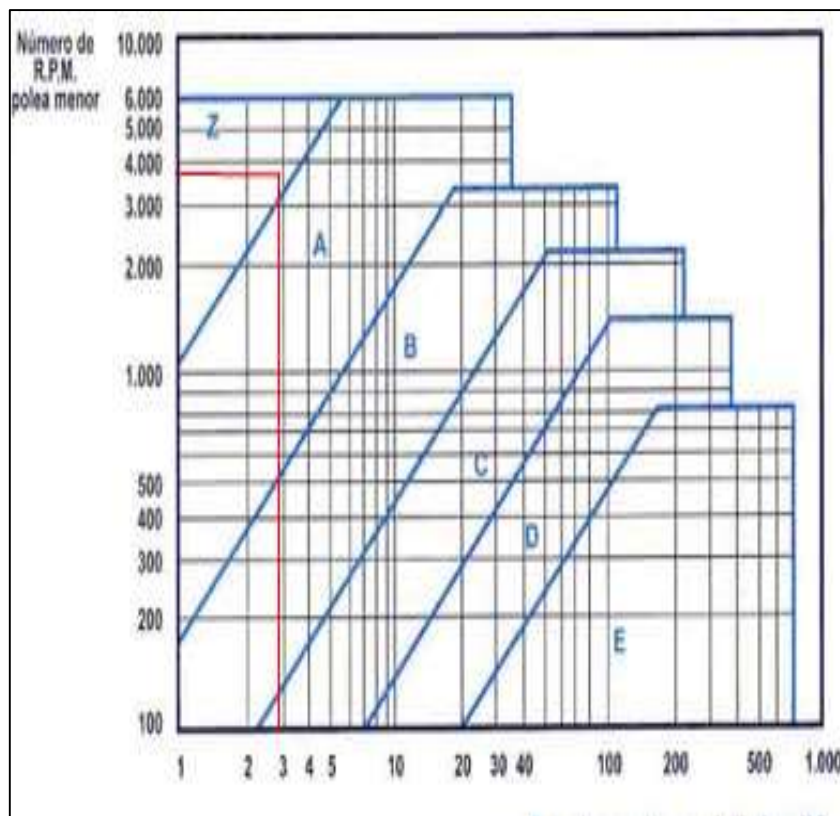
f_s : factor de servicio.

$$P_{dm} = 3 Hp \times 1.3$$

$$P_{dm} = 3.9 Hp \approx 2908.23 W$$

En la Figura 42 se selecciona el tipo de bandas trapezoidal para el eje de la sierra con respecto al número de R.P.M. de patea menor [27].

Figura 42. Selección de banda trapezoidal para la sierra.



FUENTE: CATÁLOGO DE CORREAS INDUSTRIAL DUNLOP, [27]

Las bandas seleccionadas mediante la gráfica y los parámetros de potencia corregida y velocidad requerida por la función en estudio, da como resultado banda trapezoidal tipo A.

4.8.7.1. Transmisión del eje motor-eje sierra.

Para el cálculo de la relación de transmisión, se utiliza la Ecuación 9, donde se toma en cuenta las revoluciones del motor que son 1750 rpm del motor seleccionado y las revoluciones necesarias para la función de corte que es de 3500 rpm.

$$i = \frac{n_m}{n_s} = \frac{D_{pm}}{d_{ps}}$$
$$i = \frac{1750}{3500} = 0.5$$

Luego se procede a seleccionar el diámetro de la polea para la sierra, este parámetro se escogió en base al espacio que se tiene, por tanto, se asigna un diámetro de polea de 63.5 mm.

En base al diámetro de la polea de la sierra, se calcula el diámetro de la polea en el motor.

$$i = \frac{n_m}{n_s} = \frac{D_{pm}}{d_{ps}}$$
$$D_{pm} = \frac{d_{ps}}{i} = \frac{76.2 \text{ mm}}{0.5} = 152.4 \text{ mm}$$

Luego de obtener los diámetros de las poleas, se calcula la longitud de la banda mediante la Ecuación 41.

Ecuación 41. Longitud de banda.

$$L = 2 \times C + \left[\frac{\pi}{2} \times (D_{pm} + d_{ps}) \right] + \left[\frac{(D_{pm} - d_{ps})^2}{4 \times C} \right] \quad (41)$$

Donde:

C: distancia entre centros de los ejes; (mm).

Para el valor de C se tiene que cumplir la siguiente expresión:

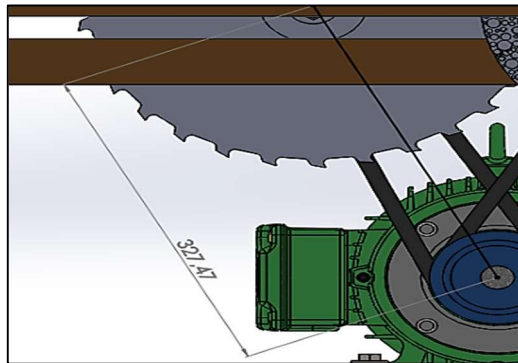
$$D_{pm} < C < 3(D_{pm} + d_{ps})$$

$$152.4 \text{ mm} < C < 685.8 \text{ mm}$$

$$C = 327.47 \text{ mm}$$

Se identifica el valor de la longitud entre los centros de los ejes motrices de ambas poleas, como se muestra en la Figura 43.

Figura 43. Longitud entre centros de los ejes.



ELABORADO POR: AUTORES

Se calcula la longitud de la banda en la sierra circular, reemplazando el valor de longitud entre ejes de poleas en la Ecuación 41 para obtener la longitud de la banda:

$$L = 2 \times 327.47 \text{ mm} + \left[\frac{\pi}{2} \times (152.4 \text{ mm} + 76.2 \text{ mm}) \right] + \left[\frac{(152.4 \text{ mm} - 76.2 \text{ mm})^2}{4 \times 327.47 \text{ mm}} \right]$$

$$L = 1018.46 \text{ mm}$$

En base al dato de longitud de correa previamente calculado, se escoge mediante la Tabla 58 la longitud recomendada, seleccionando una correa de 41 in. [27].

Tabla 58. Correas de Transmisión Industrial.

Longitud primitiva nominal			
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)
41	1066	1075	1086
42	1092	1106	1100
43	1117	1134	1140

FUENTE: CATÁLOGO DE CORREAS INDUSTRIAL DUNLOP, [27]

Se calcula la distancia entre ejes de poleas en base a la longitud de correa seleccionada, mediante la Ecuación 42.

Ecuación 42. Distancia entre centros.

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 + 32(D_{pm} - d_{ps})^2}}{16} \quad (42)$$

Donde:

$$B = 4L - 6.28 \times (D_{pm} - d_{ps})$$

$$B = (4)(1041.4 \text{ mm}) - (6.28)(152.4 \text{ mm} + 76.2 \text{ mm}) = 2730 \text{ mm}$$

$$C = \frac{2730 \text{ mm} + \sqrt{(2730 \text{ mm})^2 - 32(152.4 \text{ mm} - 76.2 \text{ mm})^2}}{16} = 339.11 \text{ mm}$$

4.8.7.2. Cálculo del número de bandas para la polea de la sierra.

Para calcular el número de bandas necesarias para el sistema de transmisión del eje de la sierra, se utiliza la siguiente Ecuación 43.

Ecuación 43. Cálculo de número de bandas.

$$N_c = \frac{H_d}{H_a} \quad (43)$$

Donde:

N_c : número de bandas

H_d : potencia de diseño; (W)

H_a : potencia permitida por banda; (W)

Posteriormente se calcula la potencia de diseño, utilizando la Ecuación 44.

Ecuación 44. Potencia de diseño.

$$H_d = P_g \times K_s \times n_d \quad (44)$$

Donde:

H_d : es la potencia de diseño; (W)

P_g : potencia bruta para la herramienta.; (1035.13 W)

K_s : factor de servicio; (1.3)

n_d : factor de diseño; (1) para transmisión de carga bajas

$$H_d = (1035.13 \text{ W})(1.3)(1)$$

$$H_d = 1345.67 \text{ W}$$

La potencia permitida por cada banda se obtiene mediante la Ecuación 45.

Ecuación 45. Potencia permitida por cada banda.

$$H_a = H_{tab} \times K_1 \times K_2 \quad (45)$$

Donde:

H_a : potencia permitida por banda; (W)

H_{tab} : potencia permitida por banda según circunstancia; (W)

K_1 : factor de corrección del ángulo de contacto

K_2 : factor de corrección de longitud de la banda

Primero se calcula el ángulo de contacto de la polea de la sierra, utilizando la Ecuación 46.

Ecuación 46. Ángulo de contacto.

$$\theta_{dps} = 180^\circ - \text{sen}^{-1} \left[\frac{D_{pm} - d_{ps}}{2 \times C} \right] \quad (46)$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$\theta_{dps} = 180^\circ - \text{sen}^{-1} \left[\frac{152.4 \text{ mm} - 76.2 \text{ mm}}{2(327.56 \text{ mm})} \right] = 173^\circ$$

El factor de corrección K_1 es de 0.99 en base a el ángulo de contacto más cercano según la Tabla 59 [16].

Tabla 59. Factor de corrección K_1 por ángulo de contacto.

$\frac{D-d}{C}$	θ , grados	K_1	
		VV	Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85

FUENTE: DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY, [16]

Con el valor de longitud nominal de banda tipo A de 1041.4 mm, se selecciona el factor de corrección de longitud de correa, según la Tabla 60, se selecciona El factor de corrección K_2 : 0.9. [16].

Tabla 60. Factor de corrección de longitud de banda K_1 .

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

FUENTE: DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY, [16]

4.8.7.3. Cálculo de velocidad de la banda desde el motor a la sierra.

Para el cálculo de la velocidad de la banda desde el motor al eje de la sierra, se tiene en cuenta el diámetro de la patea de la sierra y la velocidad de giro de la función, como se muestra en la Ecuación 47.

Ecuación 47. Velocidad de banda.

$$V_b = \omega \times r \quad (47)$$

Donde:

V_b : velocidad de la banda; $\left(\frac{m}{min}\right)$

ω : velocidad angular del eje; $\left(\frac{rad}{s}\right)$

r : radio de la polea; (m): 0.0381 m

Reemplazando valores se obtiene:

$$\omega : (3500 \text{ rpm}) \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}}\right) = 21991.15 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$$

$$V_b = \left(21991.15 \frac{\text{rad}}{\text{min}}\right) (0.0381 \text{ m}) = 837.86 \frac{\text{m}}{\text{min}} \approx 2748.88 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Usando la Tabla 61 conforme a la velocidad de la banda se obtiene el valor de potencia permitida [16].

Tabla 61. Potencias nominales de bandas en V estándar.

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89

FUENTE: DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY, [16]

Con la selección, la potencia permitida por banda es de:

$$H_{tab} = 1.12 \text{ Hp} \approx 835.18 \text{ W}$$

Por tanto, la potencia corregida es de:

$$\begin{aligned}H_a &= H_{iab} \times K_1 \times K_2 \\H_a &= (835.18 \text{ W})(0.99)(0.9) \\H_a &= 744.15 \text{ W}\end{aligned}$$

Finalmente se calcula el número de bandas necesaria para la función:

$$\begin{aligned}N_c &= \frac{H_d}{H_a} \\N_c &= \frac{1345.67 \text{ W}}{744.15 \text{ W}} \\N_c &\approx 2\end{aligned}$$

4.8.8. Tupi-Canteadora.

4.8.8.1. Selección de las bandas en el mecanismo tupi de mesa.

La potencia del motor seleccionado es de 3 Hp, por tanto, la potencia de diseño se calcula mediante Ecuación 48.

Ecuación 48. Potencia de diseño.

$$P_d = F.S \times P_{motor} \quad (48)$$

Donde:

P_d : potencia de diseño; (Hp)

$F.S$: factor de servicio; (para condiciones de trabajo es igual a 1.3)

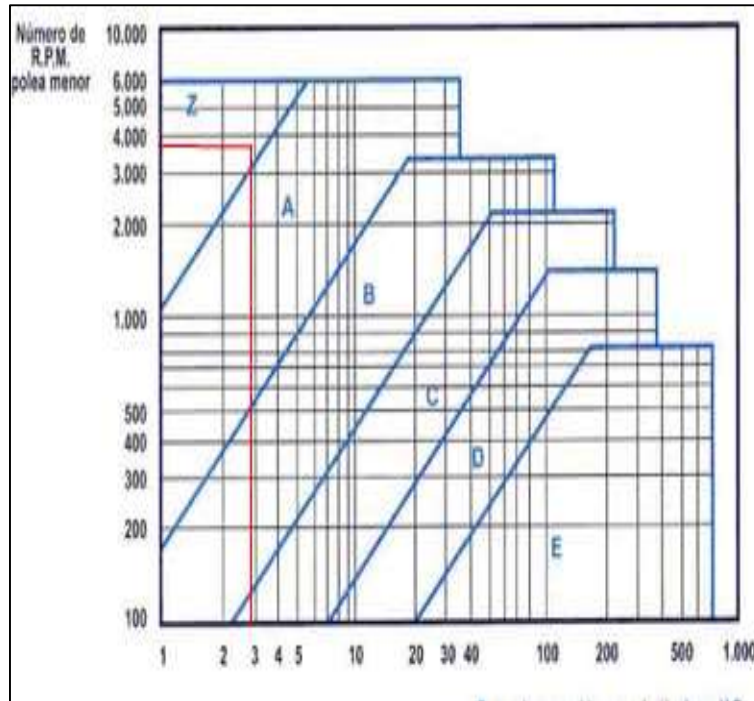
P_{motor} : Potencia de motor; (Hp)

Reemplazando valores se obtiene:

$$\begin{aligned}P_d &= 1.3 \times 3 \text{ Hp} \\P_d &= 3.9 \text{ Hp}\end{aligned}$$

Luego mediante la Figura 44, se selecciona el tipo de banda tomando en cuenta las RPM de la función [27].

Figura 44. Selección de banda trapezoidal para el tupi.



FUENTE: CATÁLOGO DE CORREAS INDUSTRIAL DUNLOP, [27]

Las bandas seleccionadas mediante la gráfica y los parámetros de potencia corregida y velocidad requerida por la función en estudio, da como resultado banda trapezoidal tipo A.

El diámetro de la polea del motor se selecciona previamente, por lo cual el diámetro de la polea del sistema de tupi va a ser el mismo que el de la sierra, con esto, la relación de transmisión está dada por:

$$i = \frac{n_m}{n_s} = \frac{D_{pm}}{d_{ps}}$$

$$\frac{2700}{1750} = \frac{152.4}{d_{ps}} = 98.7in$$

Posteriormente se calcula la potencia de diseño, utilizando la Ecuación 49.

Ecuación 49. Potencia de diseño.

$$H_d = P_g \times K_s \times n_d \quad (49)$$

Donde:

H_d : es la potencia de diseño; (W)

P_g : potencia bruta para la herramienta; (674 W)

K_s : factor de servicio; (1.2)

n_d : factor de diseño; (1) para transmisión de carga bajas

Reemplazando valores se obtiene:

$$H_d = (674 \text{ W})(1.2)(1) = 809 \text{ W}$$

Considerando los siguientes parámetros:

El factor de corrección del ángulo de contacto es; (K_1 :0.99)

El factor de corrección de longitud de la banda es; (K_2 :0.9)

Se procede con el cálculo de velocidad de la banda desde el motor al eje tupi, se tiene en cuenta el diámetro de la polea del tupi y la velocidad de giro de la función.

$$V_b = \omega \times r$$

Donde:

r : radio de la polea (m); 0.0381 m

Reemplazando valores se obtiene:

$$\omega : (2700 \text{ rpm}) \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \right) = 16965 \text{ rad} / \text{min}$$
$$V_b = \left(16965 \frac{\text{rad}}{\text{min}} \right) (0.0381 \text{ m}) = 646.4 \frac{\text{m}}{\text{min}} \approx 2121 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Con la velocidad de la banda se obtiene el valor de potencia permitida por banda, mediante la Tabla 62 [16].

Tabla 62. Potencias nominales de bandas en V estándar.

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89

FUENTE: DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY,[16]

Con esta selección, la potencia permitida por banda es de:

$$H_{tab} = 768 \text{ W}$$

Por tanto, la potencia corregida se obtiene mediante la Ecuación 50.

Ecuación 50. Potencia corregida.

$$H_a = H_{tab} \times K_1 \times K_2 \quad (50)$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$H_a = (768 \text{ W})(0.99)(0.9)$$

$$H_a = 684.3 \text{ W}$$

Finalmente se calcula el número de bandas necesaria para la función:

$$N_c = \frac{H_d}{H_a}$$

$$N_c = \frac{809 \text{ W}}{684.3 \text{ W}} \approx 1$$

4.9. Diseños de ejes.

En este apartado, se realiza un análisis de las fuerzas y los esfuerzos que actúan sobre los ejes de transmisión de la máquina.

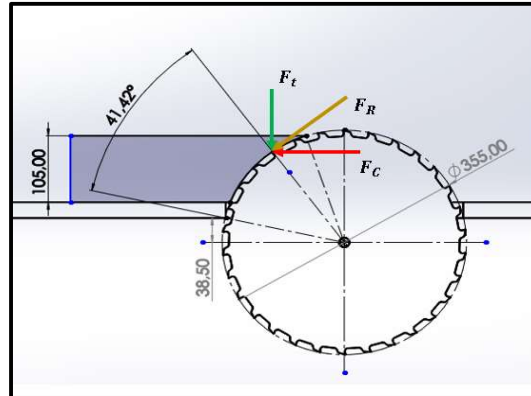
4.9.1. Eje 1 (sierra, escopleadora, afilador).

Como primer punto, se analiza el eje de función de la sierra circular, de la escopleadora y del afilador de cuchillas.

4.9.1.1. Diagrama de cuerpo libre del disco de corte.

El análisis de fuerzas se desarrolla durante el corte de la madera, donde el disco transmite fuerza a la madera, por dicha razón se disponen las fuerzas como se puede observar en la Figura 45.

Figura 45. Diagrama de fuerzas aplicadas del disco de corte a la madera.

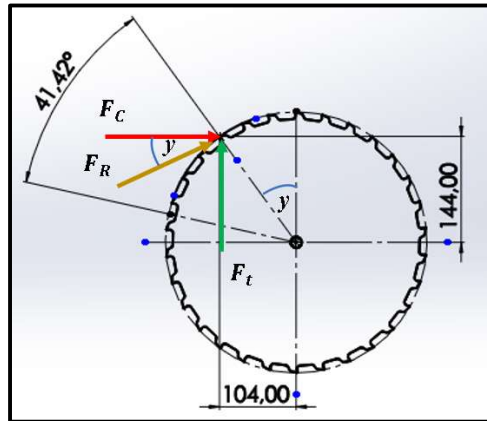


ELABORADO POR: AUTORES

El contacto del disco con la madera crea su reacción la cual provoca el cambio de sentido de las fuerzas, como se puede observar en la Figura 46. De la cual se obtiene como resultado un vector denominado fuerza de rozamiento, del cual se obtiene el ángulo de inclinación utilizando sus componentes rectangulares.

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{104}{144} = 35.84^\circ$$

Figura 46. Diagrama de cuerpo libre del disco de corte.



ELABORADO POR: AUTORES

Con este ángulo se determina la fuerza de empuje del operador.

$$\tan \gamma = \frac{F_t}{F_c}$$

$$F_t = F_c \tan \gamma$$

$$F_t = 14.32 \tan 35.84^\circ$$

$$F_t = 10.34 \text{ N}$$

4.9.1.2. Cálculo de fuerzas de la escopleadora.

Se considera que la fuerza de empuje es 40% la fuerza de corte, por tanto, dicho parámetro se calcula mediante la Ecuación 51.

Ecuación 51. Fuerza de empuje de escopleadora.

$$F_t = 0.4 F_c \quad (51)$$

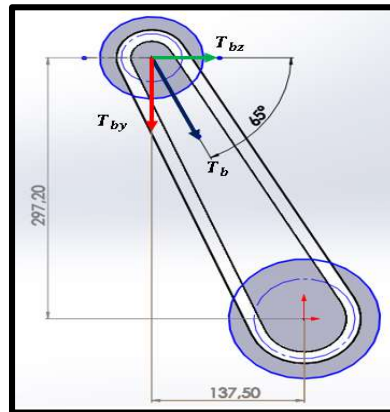
Reemplazando valores se obtiene:

$$F_t = 0.4(283.21 \text{ N}) = 113.284 \text{ N}$$

4.9.1.3. Diagrama de polea sobre el eje.

Considerando la posición de los ejes, se muestra en la Figura 47 el ángulo de inclinación se calcula la tensión generada en cada una de las bandas.

Figura 47. Diagrama de posicionamiento de poleas.



ELABORADO POR: AUTORES

La fuerza flexionante de banda en el eje de transmisión de la sierra, se calcula mediante la Ecuación 52 que se presenta a continuación:

Ecuación 52. Fuerza flexionante de banda del eje de sierra.

$$T_B = 1.5 F_N \quad (52)$$

La fuerza flexionante depende de varios factores, como son, la fuerza impulsora del eje, del torque requerido por la función y el diámetro de la polea, como se muestra en la Ecuación 53.

Ecuación 53. Fuerza impulsora del eje de sierra.

$$F_N = \frac{T_S + T_e}{(D/2)} \quad (53)$$

Dónde:

T_B : Fuerza flexionante; (N)

F_N : fuerza impulsora; (N)

T_s : Torque requerido para el funcionamiento de la sierra; (2.824 Nm)

T_e : Torque requerido para el funcionamiento del escopleado; (1.573 Nm)

D: Diámetro de la polea del eje de la sierra; (0.0762 m)

$$F_N = \frac{(2.824 + 1.573) \text{ Nm}}{(0.0762 \text{ m} / 2)} = 115.41 \text{ N}$$

$$T_B = 1.5(115.41 \text{ N})$$

$$T_B = 173.11 \text{ N}$$

Con el valor de T_B y el ángulo de inclinación el cual se observa en la Figura 47, se calcula sus componentes horizontal y vertical.

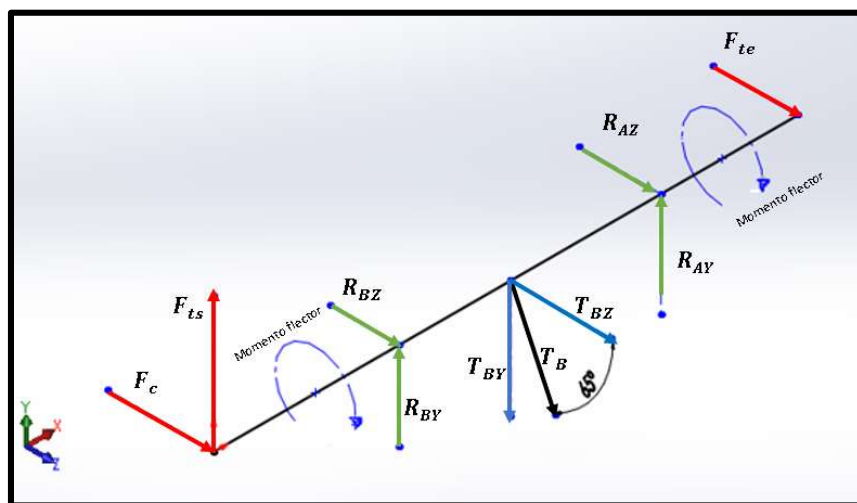
$$T_{By} = T_B \text{ sen } 65^\circ \quad T_{By} = 173.11 \text{ sen } 65^\circ = 156.9 \text{ N}$$

$$T_{Bz} = T_B \text{ cos } 65^\circ \quad T_{Bz} = 173.11 \text{ cos } 65^\circ = 73.2 \text{ N}$$

4.9.1.4. Diagrama de cuerpo libre del eje 1.

En la Figura 48, se presentan las fuerzas que actúan sobre el eje en un DCL considerando las operaciones que generan dicha fuerza las cuales son, la sierra de corte y el escopleado.

Figura 48. DCL del eje con sus respectivas fuerzas.

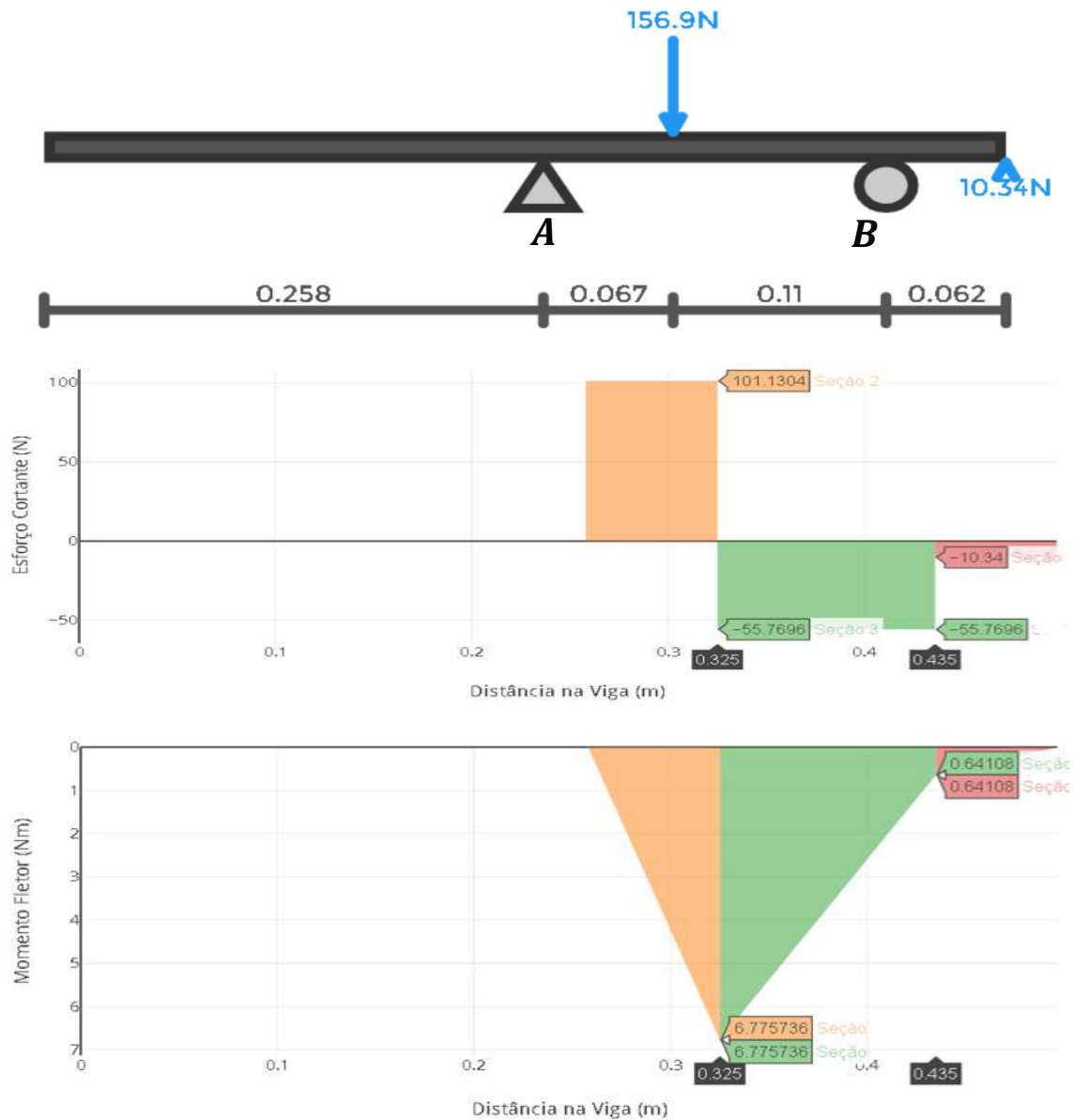


ELABORADO POR: AUTORES

4.9.1.5. Análisis de cargas en plano XY.

En la Figura 49 se muestra un diagrama del eje de la sierra, señalando las cargas, fuerzas cortantes y momento flector a los cuales está sometido, con respecto al plano XY obteniendo las reacciones y momentos en los puntos A y B .

Figura 49. Diagrama de cargas, fuerzas cortantes y momento flector para el plano XY.



ELABORADO POR: AUTORES

$$R_{AY} = 101.13 \text{ N}$$

$$A_{XY} = 6.78 \text{ Nm}$$

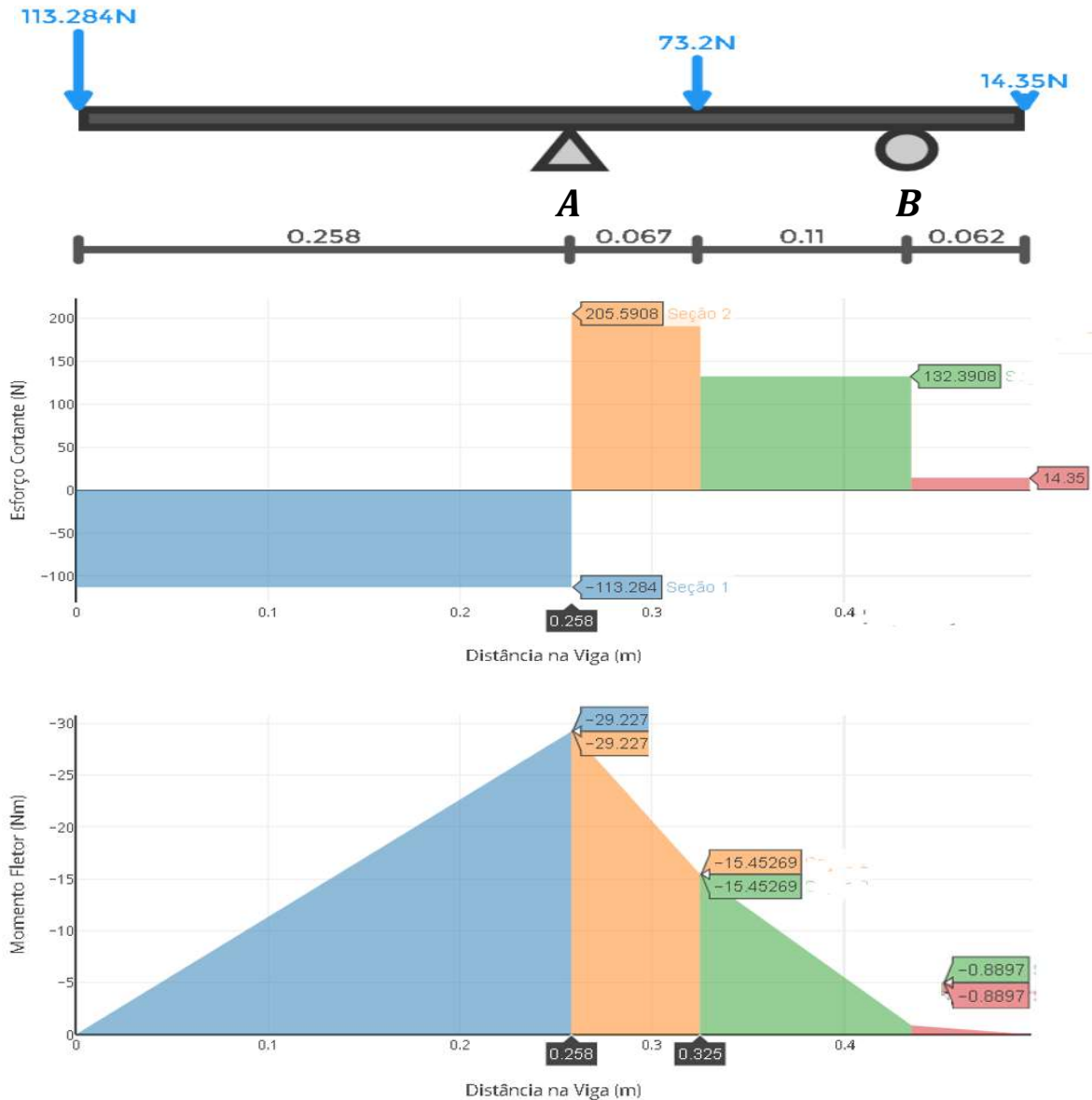
$$R_{BY} = -45.43 \text{ N}$$

$$B_{XY} = 0.64 \text{ Nm}$$

4.9.1.6. Análisis de cargas en plano XZ.

En la Figura 50 se muestra un diagrama del eje de la sierra, señalando las cargas, fuerzas cortantes y momento flector a los cuales está sometido, con respecto al plano XZ obteniendo las reacciones y momentos en los puntos A y B.

Figura 50. Diagrama de cargas, fuerzas cortantes y momento flector para el plano XZ.



ELABORADO POR: AUTORES

$$R_{AZ} = 318.87 \text{ N} \quad A_{XZ} = 29.23 \text{ Nm}$$

$$R_{BZ} = -118.04 \text{ N} \quad B_{XZ} = 0.89 \text{ Nm}$$

Se calcula el momento flector de los diagramas:

$$M_A = \sqrt{(6.78)^2 + (29.23)^2} = 30 \text{ Nm}$$

$$M_B = \sqrt{(0.64)^2 + (0.89)^2} = 1.1 \text{ Nm}$$

El momento flector máximo se encuentra en el punto A con un valor de 20 Nm.

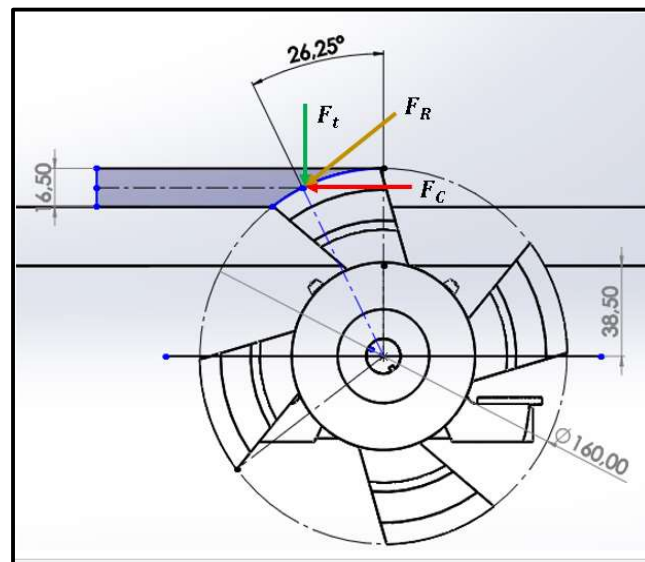
4.9.2. Eje 2 (tupi, canteadora).

Se realiza un análisis del eje de transmisión de las funciones, tupi - canteadora.

4.9.2.1. Diagrama de cuerpo libre de la Fresa de tupi.

El análisis de fuerzas se desarrolla durante el perfilado de la madera, donde el disco transmite fuerza a la madera, por dicha razón se disponen las fuerzas como se puede observar en la Figura 51.

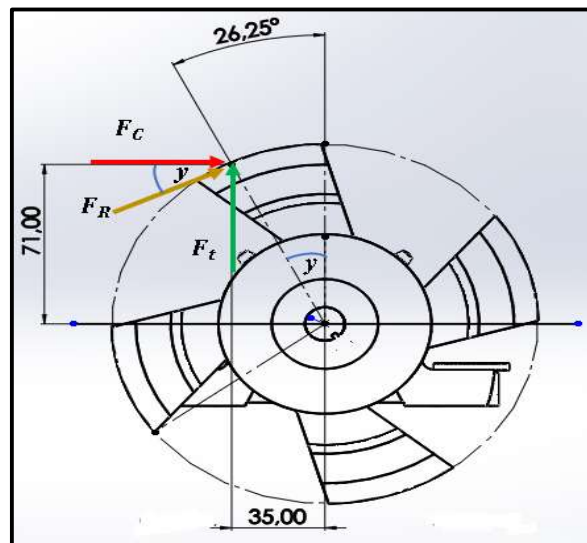
Figura 51. Diagrama de fuerzas aplicadas de la fresa de tupi a la madera.



ELABORADO POR: AUTORES

El contacto de la fresa con la madera crea su reacción la cual provoca el cambio de sentido de las fuerzas, como se puede observar en la Figura 52.

Figura 52. Diagrama de cuerpo libre de la fresa del tupi.



ELABORADO POR: AUTORES

Como resultado de se obtiene un vector denominado fuerza de rozamiento, del cual se obtiene el ángulo de inclinación utilizando son componentes rectangulares.

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{35}{71} = 26.24^\circ$$

Con este ángulo se determina la fuerza de empuje.

$$\tan \gamma = \frac{F_t}{F_c}$$

$$F_t = F_c \tan \gamma$$

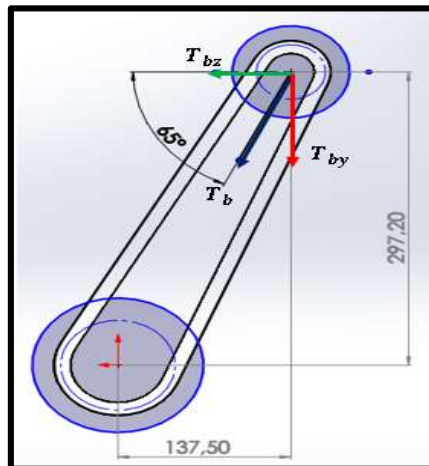
$$F_t = 215 \tan 26.24^\circ$$

$$F_t = 106 \text{ N}$$

4.9.2.2. Diagrama de polea sobre el eje 2.

Considerando la posición de los ejes se muestra en la Figura 53 el ángulo de inclinación se calcula la tensión generada en cada una de las bandas.

Figura 53. Diagrama de posicionamiento de poleas.



ELABORADO POR: AUTORES

La fuerza flexionante de banda en el eje de transmisión del tupi, canteadora, se calcula mediante la Ecuación 54 que se presenta a continuación:

Ecuación 54. Fuerza flexionante de banda del eje de tupi.

$$T_B = 1.5 F_N \quad (54)$$

La fuerza flexionante depende de varios factores, como son, la fuerza impulsora del eje, del torque requerido por la función y el diámetro de la polea, como se muestra en la Ecuación 55.

Ecuación 55. Fuerza impulsora del eje de tupi.

$$F_N = \frac{T_T}{(D/2)} \quad (55)$$

Dónde:

T_B : Fuerza flexionante.

F_N : fuerza impulsora.

T_T : Torque requerido (2.38 Nm) para el funcionamiento del tupi.

D: Diámetro de la polea del eje de la sierra (0.0762 m).

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$F_N = \frac{(2.38)Nm}{(0.0762 \text{ m} / 2)} = 62.47 \text{ N}$$

$$T_B = 1.5(62.47 \text{ N})$$

$$T_B = 93.7 \text{ N}$$

Con el valor de T_B y el ángulo de inclinación el cual se observa en la Figura 52, se calcula sus componentes horizontal y vertical.

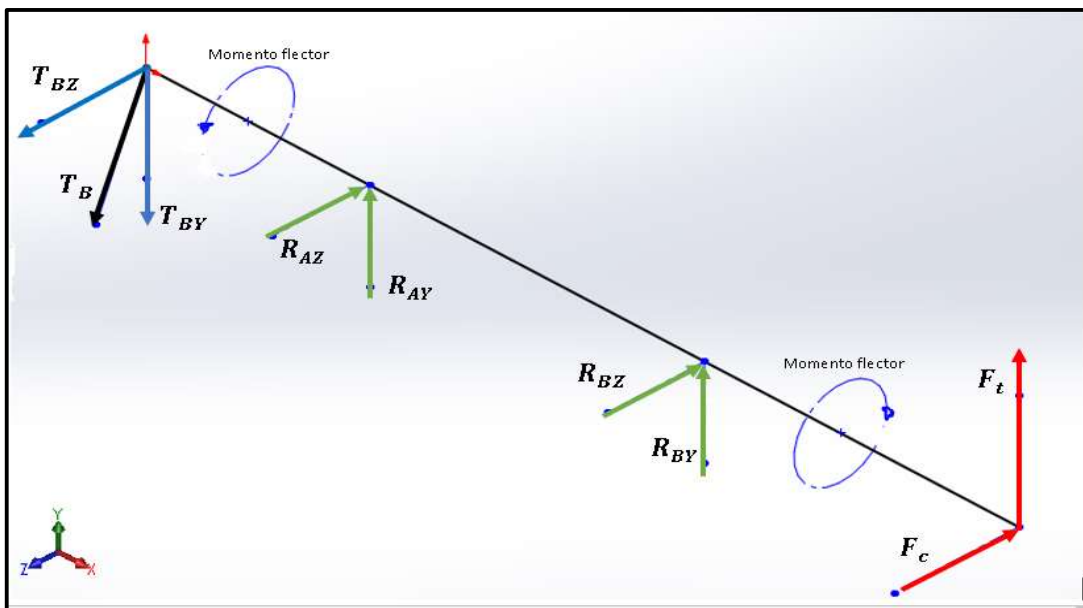
$$T_{By} = T_B \text{ sen } 65^\circ \qquad T_{By} = 93.7 \text{ sen } 65^\circ = 84.92 \text{ N}$$

$$T_{Bz} = T_B \text{ cos } 65^\circ \qquad T_{Bz} = 93.7 \text{ cos } 65^\circ = 39.6 \text{ N}$$

4.9.2.3. Diagrama de cuerpo libre del eje 2.

En la Figura 54, se presentan las fuerzas que actúan sobre el eje en un DCL considerando las operaciones que generan dicha fuerza las cuales son, la sierra de corte y el escopleado.

Figura 54. DCL del eje con sus respectivas fuerzas.

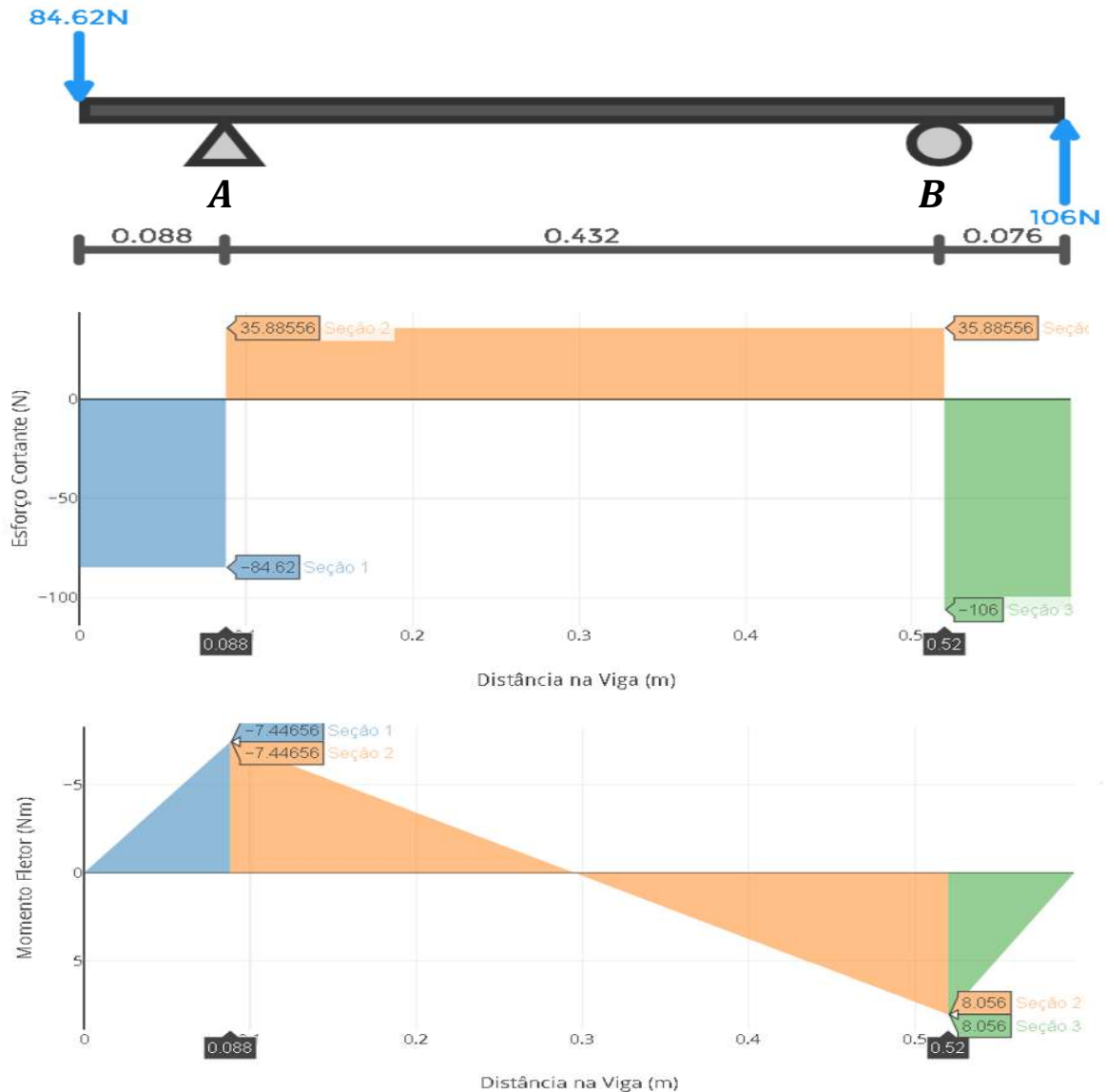


ELABORADO POR: AUTORES

4.9.2.4. Análisis de cargas en plano XY.

En la Figura 55 se muestra un diagrama del eje del tupi, señalando las cargas, fuerzas cortantes y momento flector a los cuales está sometido, con respecto al plano XY obteniendo las reacciones y momentos en los puntos A y B.

Figura 55. Diagrama de cargas, fuerzas cortantes y momento flector para el plano XY.



ELABORADO POR: AUTORES

$$R_{AY} = 120.51 \text{ N}$$

$$A_{XY} = 7.45 \text{ Nm}$$

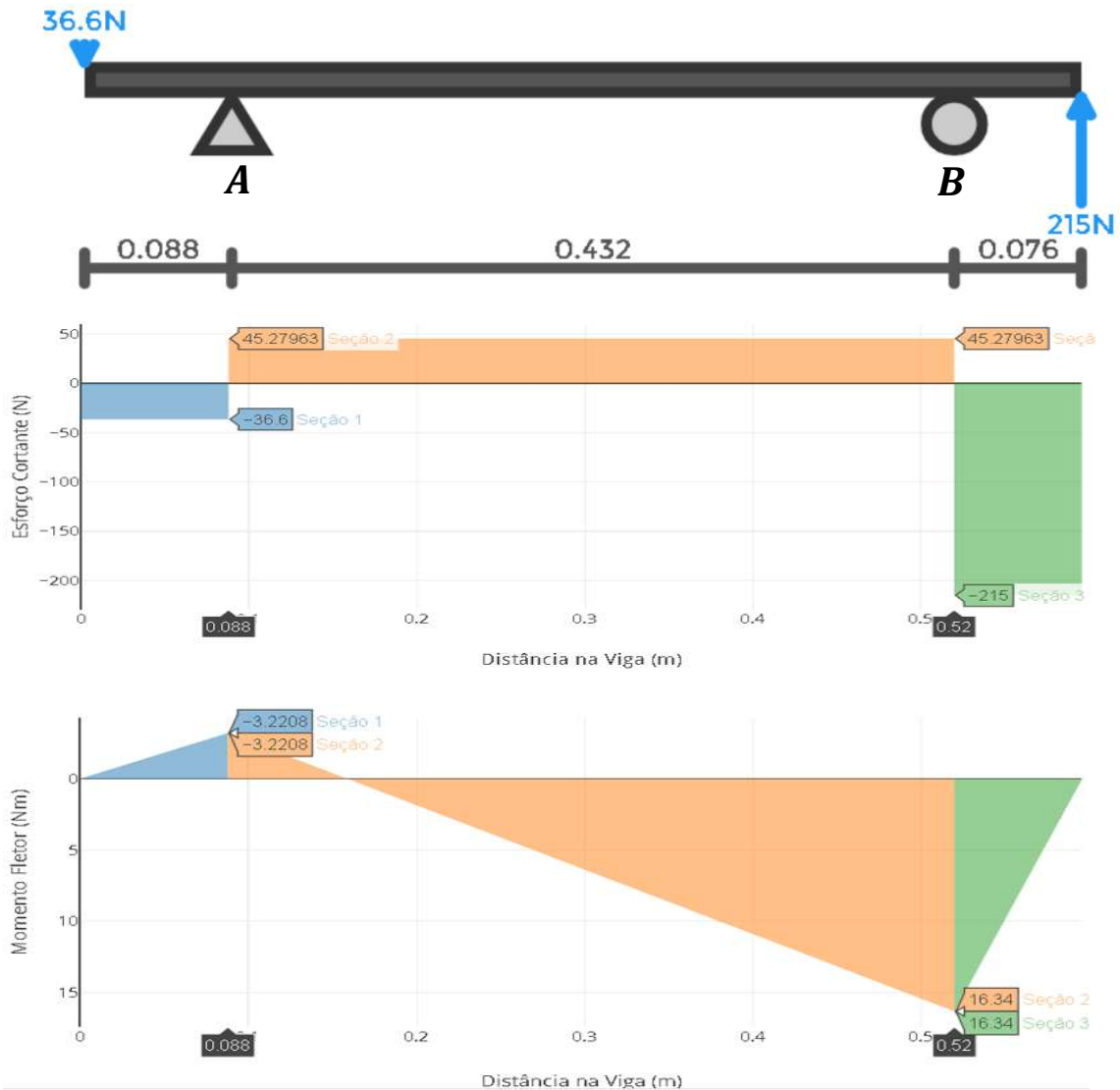
$$R_{BY} = 141.89 \text{ N}$$

$$B_{XY} = 8.06 \text{ Nm}$$

4.9.2.5. Análisis de cargas en plano XZ.

En la Figura 56 se muestra un diagrama del eje del tupi, señalando las cargas, fuerzas cortantes y momento flector a los cuales está sometido, con respecto al plano XZ obteniendo las reacciones y momentos en los puntos A y B.

Figura 56. Diagrama de cargas, fuerzas cortantes y momento flector para el plano XZ.



ELABORADO POR: AUTORES

$$R_{AZ} = 81.88 \text{ N}$$

$$A_{XZ} = 3.22 \text{ Nm}$$

$$R_{BZ} = -260.28 \text{ N}$$

$$B_{XZ} = 16.34 \text{ Nm}$$

Con los valores obtenidos en los puntos A y B, se calcula el momento flector de los diagramas:

$$M_A = \sqrt{(7.45)^2 + (3.22)^2} = 8.12 \text{ Nm}$$

$$M_B = \sqrt{(8.06)^2 + (16.34)^2} = 18.22 \text{ Nm}$$

El momento flector máximo se encuentra en el punto B con un valor de 18.22 Nm.

4.9.3. Diseño estático de los ejes de transmisión.

Como método de diseño estático de los ejes de transmisión se selecciona la teoría de falla de distorsión máxima (ED), la cual determina la falla del eje cuando la deformación total, alcanza o excede la deformación máxima correspondiente a la fluencia del material en al someterse a una compresión o tensión [16].

Condiciones de la teoría de la energía de distorsión.

$$\varepsilon_f > 0,05$$

$$S_{y_t} = S_{y_c}$$

Donde:

ε_f : deformación real a la fractura

S_{y_t} : resistencia de la fluencia a la tensión

S_{y_c} : resistencia de la fluencia a la compresión

Se selecciona como material de los ejes de transmisión un acero AISI 1018, el cual, pertenece al rango de materiales dúctiles, por dicha razón, se trabaja de acuerdo con la resistencia a la fluencia además de considerar iguales la resistencia a compresión y a tensión de la materia [16].

4.9.3.1. Cálculo de diámetro mínimo de los ejes por medio de la teoría de falla ED.

El diámetro mínimo del eje de transmisión se calcula mediante la teoría de falla de energía de distorsión, y se presenta en la Ecuación 56.

Ecuación 56. Diámetro mínimo de eje de transmisión- Teoría de falla ED.

$$d_{min} = \left[\frac{32n}{\pi S_y} \left(M^2 + 3 \frac{T^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (56)$$

Donde:

d_{min} : diámetro mínimo del eje de transmisión; (m)

n : factor de seguridad mayor a 2

S_y : esfuerzo de fluencia del material; 370 (MPa)

M : momento flector máximo; (Nm)

T : momento torsor; (Nm)

Eje 1 (Sierra, Escopleadora, Afilador).

Se calcula el diámetro mínimo del eje de transmisión de la función sierra circular, mediante la Ecuación 57 que se presenta a continuación:

Ecuación 57. Diámetro mínimo de eje de transmisión 1.

$$d_{min} = \left[\frac{32n}{\pi S_y} \left(M_A^2 + 3 \frac{T^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (57)$$

Donde:

$$M_A = 30 \text{ Nm}$$

$$T = T_s + T_e = 2.824 + 1.573 = 4.397 \text{ Nm}$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$d_{min} = \left[\frac{32(2)}{\pi(370 \cdot 10^6)Pa} \left((30)^2 + 3 \frac{(4.397)^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} Nm \right]^{\frac{1}{3}} = 0.012 \text{ m}$$

El diámetro mínimo del eje es de 12 mm por medio del análisis estático aplicando la teoría de falla ED escogiendo un eje de 22 mm para el trabajo.

Eje 2 (Tupi, canteadora).

Se calcula el diámetro mínimo del eje de transmisión de la función tupi de mesa, mediante la Ecuación 58 que se presenta a continuación:

Ecuación 58. Diámetro mínimo de eje de transmisión 2.

$$d_{min} = \left[\frac{32n}{\pi S_y} \left(M_B^2 + 3 \frac{T_t^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (58)$$

Donde:

$$M_B = 18.22 \text{ Nm}$$

$$T_t = 2.38 \text{ Nm}$$

$$d_{min} = \left[\frac{32(2)}{\pi(370 \cdot 10^6)Pa} \left((18.22)^2 + 3 \frac{(2.38)^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} Nm \right]^{\frac{1}{3}} = 0.010 \text{ m}$$

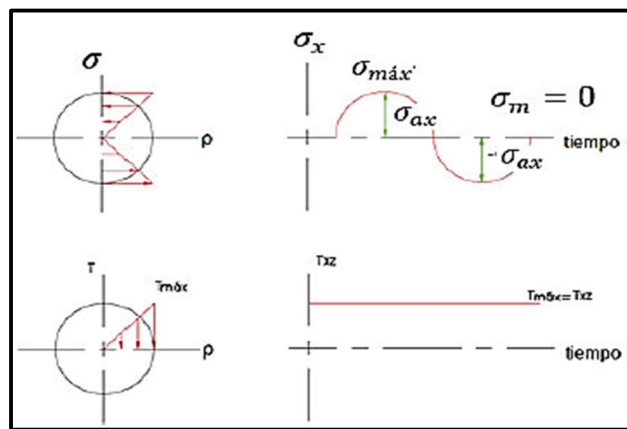
El diámetro mínimo de eje es de 10 mm por medio del análisis estático aplicando la teoría de falla ED escogiendo un eje de 22 mm para el trabajo.

4.9.4. Diseño por fatiga de los ejes de transmisión.

Los ejes, al trabajar bajo esfuerzos combinados y fluctuantes es necesario diseñarlos por resistencia a la fatiga. Al observar una sección del eje, es notable que está sometida a la acción de torsión y flexión en cada revolución del eje [16].

En la Figura 57 se muestra un diagrama de relación esfuerzo senoidal alternante con inversión completa versus tiempo.

Figura 57. Relación esfuerzo senoidal alternante con inversión completa vs tiempo.



FUENTE: DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY, [16]

$\sigma_m = 0$; no hay distancia entre los ejes de inversión y tiempo

$\sigma_{xa} = \sigma_{x\text{máx}} = \sigma'_a$; las distancias coinciden en la curva

$r_{xz\text{máx}} = r_{xz\text{m}}$; es el mismo todo el tiempo

4.9.4.1. Cálculos de esfuerzos del eje 1 (escopleadora, sierra, afilador).

Se calculan el esfuerzo por flexión y torsión al cual está sometido el eje 1 durante su operación.

$$\sigma_{xa} = \sigma_{\text{máx}} = (\sigma_a)_{\text{flexión}} = \frac{32M_A}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{xa} = \sigma_{\text{máx}} = (\sigma_a)_{\text{flexión}} = \frac{32(30)Nm}{\pi (0.022m)^3} = 28.69MPa$$

$$\tau_{xz_m} = \tau_{xz_{m\acute{a}x}} = (\tau_m)_{torsión} = \frac{32T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xz_m} = \tau_{xz_{m\acute{a}x}} = (\tau_m)_{torsión} = \frac{32(4.397)Nm}{\pi(0.022)^3} = 4.206 MPa$$

En la Figura 57 se observa que el comportamiento del par torsor es constante; este método puede utilizar la teoría de la energía de distorsión aplicada a la fatiga mediante la Ecuación 7 y la Ecuación 8 para el cálculo de esfuerzos combinados de von Mises del eje 1 considerando las funciones que más demandan esfuerzo, las cuales son la sierra y escopleadora usadas al mismo tiempo, obteniendo los siguientes valores.

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{[(1)(28.69) + (0)]^2 + 3(0)^2} = 28.69 MPa$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_m)_{flexión} + (K_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{0 + 3[(0.59)(4.206)]^2} = 4.29 MPa$$

4.9.4.2. Cálculos de esfuerzos del eje 2 (tupi, cantante).

Se calculan el esfuerzo por flexión y torsión al cual está sometido el eje 2 durante su operación.

$$\sigma_{xa} = \sigma_{m\acute{a}x} = (\sigma_a)_{flexión} = \frac{32M_B}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{xa} = \sigma_{m\acute{a}x} = (\sigma_a)_{flexión} = \frac{32(18.22)Nm}{\pi(0.022m)^3} = 17.43 MPa$$

$$\tau_{xz_m} = \tau_{xz_{m\acute{a}x}} = (\tau_m)_{torsión} = \frac{32T_T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xz_m} = \tau_{xz_{m\acute{a}x}} = (\tau_m)_{torsión} = \frac{32(2.38)Nm}{\pi(0.022)^3} = 2.28 MPa$$

En la Figura 57 se observa que el comportamiento del par torsor es constante; este método puede utilizar la teoría de la energía de distorsión aplicada a la fatiga mediante la Ecuación 7 y la Ecuación 8 para el cálculo de esfuerzos combinados de von Mises del eje 2 considerando la función que más demandan esfuerzo, el cual es el tupi, obteniendo los siguientes valores.

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{[(1)(17.43) + (0)]^2 + 3(0)^2} = 17.43 MPa$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(K_f)_{flexión} (\sigma_m)_{flexión} + (K_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{0 + 3[(0.59)(2.28)]^2} = 2.33 MPa$$

4.9.4.3. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica.

Para el cálculo de resistencia a la fática se emplea la Ecuación 6 excluyendo el factor de carga K_c , debido a que es incluido en el cálculo de esfuerzos combinados.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e'$$

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga de eje rotatorio.

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones [16].

$$S_e' = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 kpsi \\ 100 Kpsi & S_{ut} > 200 kpsi \\ 700 Kpsi & S_{ut} > 1400 kpsi \end{cases}$$

S_{ut} Resistencia a la tensión de acero IASI 1018, (440 MPa \approx 63,82 Ksi)

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5(440) = 220 MPa$$

Determinación acabado superficial.

Se calcula el factor de superficie para un proceso de maquinado la ecuación $k_a = aS_{ut}^b$, obteniendo los valores del factor para maquinado $a = 4.51$ y el exponente $b = -0.265$ de la Tabla 63 $k_a = (4.51)(440)^{-0.265} = 0.9$ [16].

Tabla 63. Factor de modificación de superficie.

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

FUENTE: DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY, [16]

Determinación del factor de tamaño.

Para la determinación del factor de tamaño se toma en cuenta las siguientes relaciones [16].

$$k_b = \begin{cases} (d / 0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ in} \\ (d / 7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Seleccionando la siguiente relación, debido a que los ejes de transmisión son de 22 mm como diámetro.

$$k_b = 1.24d^{-0.107} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.24(22)^{-0.107} = 0.89$$

Determinación de factor de temperatura.

Para la determinación del factor de temperatura se toma en cuenta las siguientes relaciones [16].

$$k_d = \begin{cases} 1 & T \leq 450^\circ\text{C} \\ 1-5.8(10)^{-3}(T-450) & 450^\circ\text{C} \leq T \leq 550^\circ\text{C} \\ 1-3.2(10)^{-3}(T-450) & 840^\circ\text{F} \leq T \leq 550^\circ\text{F} \end{cases}$$

El diseño no exige temperaturas elevadas cercanas a 450 °C, razón por la cual se selecciona $k_d = 1$.

Determinación del factor de confiabilidad.

Los ejes de transmisión sometidos a cargas de fatiga se diseñan de forma que tengan una vida deseada con un porcentaje de confiabilidad de 99.99%. El factor de confiabilidad seleccionado es $k_e = 0.702$ [16].

Determinación del factor de efectos varios.

La determinación de este factor es de suma importancia ya que, corrige las irregularidades o discontinuidades que provocan en cierta sección un aumento de las tensiones teóricas. El factor de efectos varios seleccionado es: $k_f = 1$ [16].

Se reemplazan los valores en la Ecuación 6, para calcular el límite resistencia a la fatiga en ubicación crítica.

$$S_e = (0.9)(0.89)(1)(0.702)(1)(220 \text{ Mpa}) = 123.706 \text{ MPa}$$

4.9.4.4. Cálculo del factor de seguridad para el diseño a fatiga del eje de transmisión 1 por el método de Goodman.

El factor de seguridad del eje de transmisión 1 (sierra, escopleadora, afilador de cuchillas) por el método de Goodman depende de la resistencia de rango medio y se calcula mediante la Ecuación 59.

Ecuación 59. Resistencia de rango medio del eje 1.

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{S_e}{S_{ut}}} \quad (59)$$
$$S_m = \frac{123.706MPa}{\frac{28.69MPa}{4.29MPa} + \frac{123.706MPa}{440MPa}} = 17.75MPa$$

Al tener la resistencia de rango medio del eje y el esfuerzo medio de von Mises para combinación de modos de carga, mediante la Ecuación 60 se calcula el factor de seguridad del diseño dinámico del eje de transmisión 1.

Ecuación 60. Factor de seguridad dinámico del eje 1.

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} \quad (60)$$
$$n = \frac{17.75MPa}{4.29MPa} = 4.1$$

4.9.4.5. Cálculo del factor de seguridad para el diseño a fatiga del eje de transmisión 2 por el método de Goodman.

El factor de seguridad del eje de transmisión 2 (tupi, canteadora) por el método de Goodman depende de la resistencia de rango medio y se calcula mediante la Ecuación 59.

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

$$S_m = \frac{123.706MPa}{\frac{17.43MPa}{2.33MPa} + \frac{123.706MPa}{440MPa}} = 15.94MPa$$

Al tener la resistencia de rango medio del eje y el esfuerzo medio de von Mises para combinación de modos de carga, mediante la Ecuación 61 se calcula el factor de seguridad del diseño dinámico del eje de transmisión 2.

Ecuación 61. Factor de seguridad dinámico del eje 2.

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m} \tag{61}$$

$$n = \frac{15.94MPa}{2.33MPa} = 6.8$$

Se obtuvo factores de seguridad alto, pero no se puede disminuir el diámetro de los ejes de transmisión 1 debido a que se dimensionó con un diámetro comercial para facilitar la adquisición de repuestos en caso de ser necesario.

4.10. Selección de rodamientos.

Los rodamientos se seleccionan en base a la capacidad de carga que tenga el componente tomando en cuenta las cargas que tiene que soportar según su aplicación.

4.10.1. Cálculo del factor de velocidad.

Para el cálculo del factor de velocidad se utiliza la Ecuación 62, parámetro que depende del número de revoluciones por minuto que gira la herramienta.

Ecuación 62. Factor de velocidad.

$$f_n = \frac{10^6}{500 \times 60 \times n} = (0.03 \times n)^{-1/3} \tag{62}$$

$$f_n = (0.03 \times 3500)^{-1/3} = 0.21$$

Dentro de la selección del factor de esfuerzos dinámicos (f_l), mediante la Figura 58 se escoge el valor de 3 que es el utilizado para sierras circulares para trabajar la madera [28].

Figura 58. Dimensionado para rodamientos de bolas.

Dimensionado		
Valores de orientación para f_l y valores usuales de cálculo		
Lugar de aplicación	Valor f_l que debe alcanzarse	Valores usuales de cálculo
Máquinas para trabajar la madera		
Husillos de tups y ejes portacuchillas	3 ... 4	Fuerzas de corte y de accionamiento; velocidad nominal
Rodamiento principal de sierras de bastidor	3,5 ... 4	Fuerzas máxicas; velocidad nominal
Rodamiento de la biela de sierras de bastidor	2,5 ... 3	Fuerzas máxicas; velocidad nominal
Sierras circulares	2 ... 3	Fuerza de corte y accionamiento; velocidad nominal

FUENTE: CATÁLOGO DE RODAMIENTO FAG, [28]

Con el factor de esfuerzos dinámicos previamente seleccionado, se presenta una vida L_h de 13000 h, como se muestra en la Figura 59 [28].

Figura 59. Dimensionado para rodamientos de bolas.

▼ Valores f_l para rodamientos de bolas							
L_h	f_l	L_h	f_l	L_h	f_l	L_h	f_l
h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,98
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24

FUENTE: CATÁLOGO DE RODAMIENTO FAG, [28]

Se considera que el mecanismo opera en temperaturas que no superan los 125 °C, por tanto, mediante la Tabla 64 el factor de temperatura es de 1 [28].

Tabla 64. Factor de temperatura en rodamientos.

Temperatura del cojinete °C.	125	150	175	200	250
Factor de temperatura	1	1	0.95	0.9	0.75

FUENTE: CATÁLOGO DE RODAMIENTO FAG, [28]

4.10.2. Cálculo de carga dinámica equivalente.

La carga dinámica equivalente depende de varios factores, como son, la carga radial, carga axial y del factor tanto radial como axial a los cuales está sometido el eje, como se muestra en la Ecuación 63.

Ecuación 63. Carga dinámica equivalente.

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad (63)$$

Donde:

P : carga dinámica equivalente.

F_r : carga radial (kN).

F_a : carga axial (kN).

X : factor radial (kN).

Y : factor axial (kN).

El eje de transmisión del mecanismo de la sierra solo está sometido a cargas radiales, en base a esto, mediante la Tabla 65 se seleccionan los siguientes factores:

X=1

Y=0

Tabla 65. Factor de carga radial (X) and axial load factor(Y).

$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	e	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.30				1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

FUENTE: CATÁLOGO DE RODAMIENTO FAG, [28]

Posteriormente se determina el valor de carga radial, tomando en cuenta el punto de apoyo con mayor carga, mediante la Ecuación 64.

Ecuación 64. Sumatoria carga radial.

$$A_{yz} = \sqrt{R_{Ay} + R_{Az}} \quad (64)$$

Reemplazando los valores de cargas radiales previamente calculados:

$$A_{yz} = \sqrt{101.13^2 + 318.87^2} = 334.52$$

$$B_{yz} = \sqrt{R_{By} + R_{Bz}}$$

$$B_{yz} = \sqrt{45.43^2 + 118.04^2} = 126.48N$$

Por tanto, el apoyo que posee mayor carga radial es el designado con la letra A.

$$F_r = 334.52 N = 0.33 kN$$

Se calcula la carga dinámica equivalente:

$$\begin{aligned}P &= X * F_r + Y * F_a \\P &= 1 * 0.33 \text{ kN} + 0 * 0 \\P &= 0.33 \text{ kN}\end{aligned}$$

4.10.3. Cálculo de la capacidad de carga dinámica.

La capacidad de carga dinámica permite seleccionar el rodamiento ideal para soportar todas las cargas a las cuales está sometido, se calcula mediante la Ecuación 65.

Ecuación 65. Capacidad de carga dinámica.

$$C = \frac{f_l \times P}{f_n \times f_H} \quad (65)$$

El valor de esfuerzos dinámicos f_l es igual a 3, parámetro seleccionado previamente.

$$C = \frac{3 \times 0.33 \text{ kN}}{0.21 \times 1} = 1.6 \text{ kN}$$

4.10.4. Cálculo de la capacidad de carga estática.

La capacidad de carga estática depende del factor de seguridad y de la máxima fuerza radial, como se muestra en la Ecuación 66.

Ecuación 66. Capacidad de carga estática.

$$C_o = f_s \times F_{m\acute{a}x} \quad (66)$$

Donde:

C_o : capacidad de carga estática (kN).

$F_{m\acute{a}x} = F_r$ = fuerza radial (0.33 kN).

f_s : factor de seguridad.

Según el catálogo de rodamientos SKF se recomienda utilizar un factor de seguridad de al menos 2, para temperaturas de funcionamiento de hasta 80 °C (175 °F).

$$C_o = 2 \times 0.33 \text{ kN}$$

$$C_o = 0.66 \text{ kN}$$

La capacidad de carga de los rodamientos seleccionados debe ser mayor a la capacidad de carga tanto dinámica como estática, que se calcula previamente, la selección del rodamiento se lleva a cabo mediante el manual de rodamientos SKF y sus características se presentan en la Figura 60 [29].

Figura 60. Especificaciones rodamiento rígido de bolas RLS8.

DIMENSIONES		
d	25.4 mm	Diámetro del agujero
D	57.15 mm	Diámetro exterior
B	15.875 mm	Ancho
d ₁	" 35.58 mm	Diámetro del resalte del aro interior
D ₂	" 49.33 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro exterior
r _{1,2}	min. 1.6 mm	Dimensión del chafán del aro exterior

DATOS DEL CÁLCULO		
C	17.8 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C ₀	9.65 kN	Capacidad de carga estática básica

FUENTE: CATÁLOGO GENERAL DE RODAMIENTOS SKF, [29]

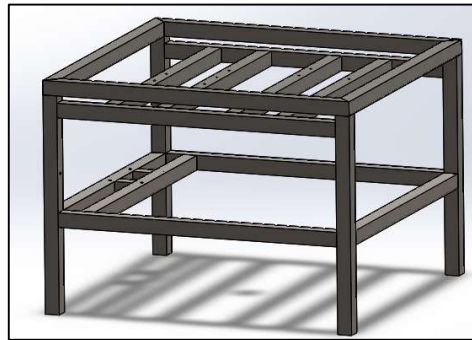
4.11. Análisis estático y simulaciones de elementos de la máquina.

Para la modelación de los elementos de la máquina multifuncional, los planos de taller, ensamble, análisis estático del tablero de la máquina se utiliza el software CAD SolidWorks y para la simulación de la estructura y ejes, se utiliza el software ANSYS.

4.11.1. Estructura base de la máquina.

Para los perfiles de la estructura de la máquina se utiliza tubos cuadrados de (50 x1.5 mm), como se muestra en la Figura 61, el material seleccionado es un acero al carbono estructural que se conoce como hierro negro (acero A36) (Ver anexo 3), según la NTE INEN 2415. También se considera la altura de de 80 cm más el espesor del tablero de 2.5cm está dentro del rango seguro ergonómicamente para el trabajo en postura de pie, el cual es de 63 a 95 cm con su respectivo reposador de pie, como se especifica en el plano 2 (ver Anexo 12).

Figura 61. Estructura de máquina multifuncional.



ELABORADO POR: AUTORES

4.11.2. Tablero principal de máquina multifuncional.

El tablero de la máquina es de material Guayacán Pechiche, cuyas propiedades mecánicas se detallan en el anexo 9, con dimensiones de 122 x 110 cm y un espesor de 2.5 cm, ver Figura 62, con sus respectivas perforaciones para su funcionamiento como se especifica en el plano 3 (ver Anexo 12).

Figura 62. Tablero principal de máquina multifuncional.



ELABORADO POR: AUTORES

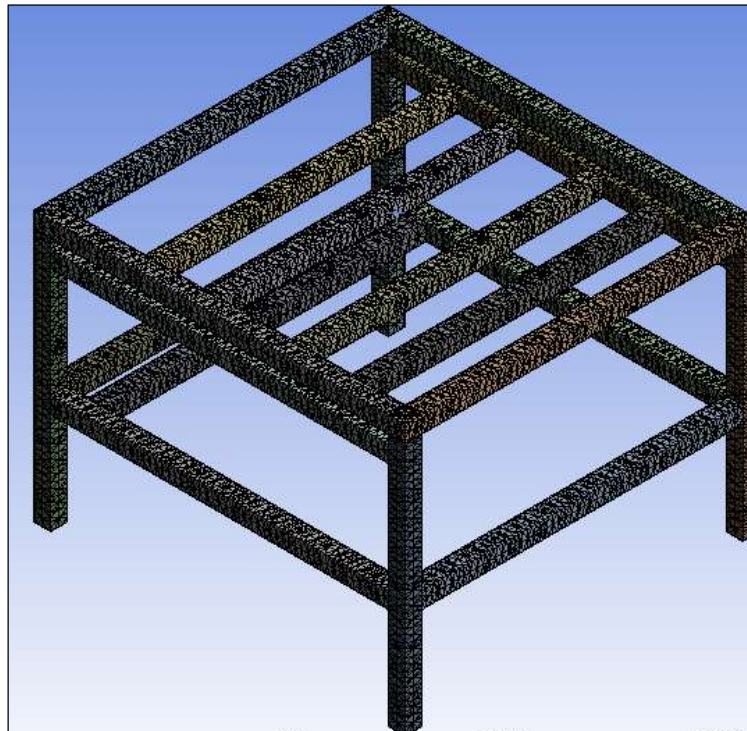
4.11.3. Simulación estructura de la máquina.

Para el análisis estático de estructura de la máquina, se utiliza el software de simulación ANSYS, esto, para obtener resultados de las tensiones equivalentes de von Mises.

4.11.3.1. Definición del mallado de la estructura.

Dentro del análisis estático en el software ANSYS, en primera instancia se le asigna el material de la estructura, posteriormente se define el tamaño de cada elemento del mallado, el cual es de 25mm, como se muestra en la Figura 63.

Figura 63. Mallado de estructura.



ELABORADO POR: AUTORES

4.11.3.2. Definición de cargas y apoyos fijos de la estructura.

Para el estudio estático de la estructura, en primera instancia se obtienen las cargas que soporta la misma, tomando en consideración los materiales de los componentes previamente seleccionados, que integran el mecanismo, como se muestra en la Tabla 66.

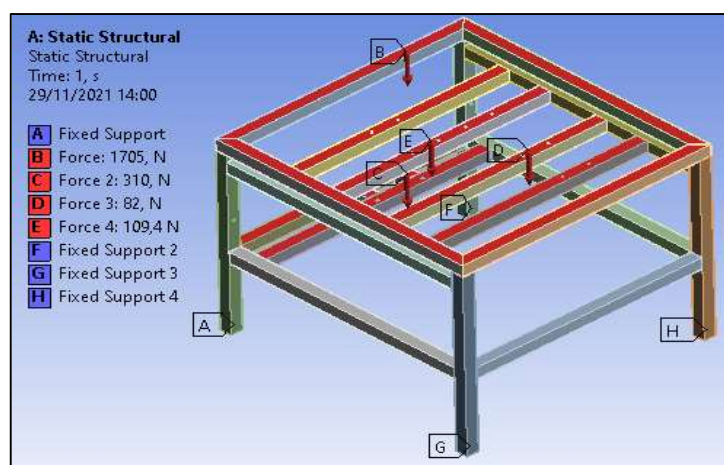
Tabla 66. Cargas aplicadas a la estructura.

Fuerza (N)	Ubicación
1705	Perfiles superiores
310	Base motor
109.4	Base eje 1 (sierra)
82	Base ejes 2 (tupi)

ELABORADO POR: AUTORES

Se establece los apoyos fijos en los soportes de la estructura, ubicados en las cuatro columnas, además, se colocan todas las cargas que debe soportar la estructura, como se muestra en la Figura 64.

Figura 64. Cargas y apoyos fijos en la estructura.



ELABORADO POR: AUTORES

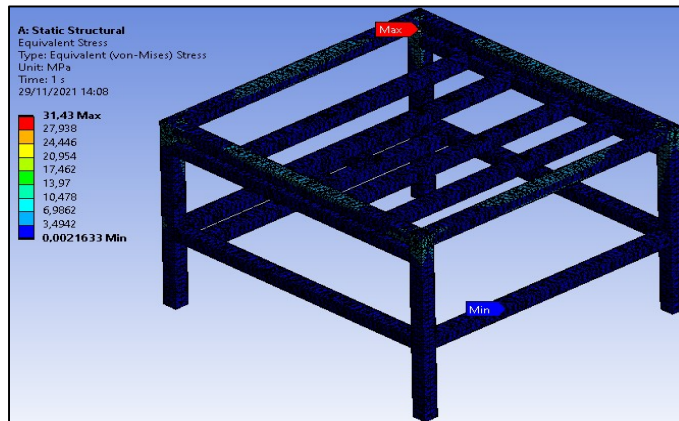
4.11.3.3. Resultados simulación.

En el análisis estático de la estructura se consideran varios criterios para los resultados, el criterio de von Mises, deformación total y factor de seguridad.

4.11.3.4. Tensión von Mises de la estructura.

El resultado del criterio de von Mises, comparado con el límite de fluencia del material de la estructura (Acero A36), permite verificar si el mecanismo en estudio soporta todas las cargas a las cuales está sometido, ver resultados en la Figura 65.

Figura 65. Tensión von Mises de la estructura.



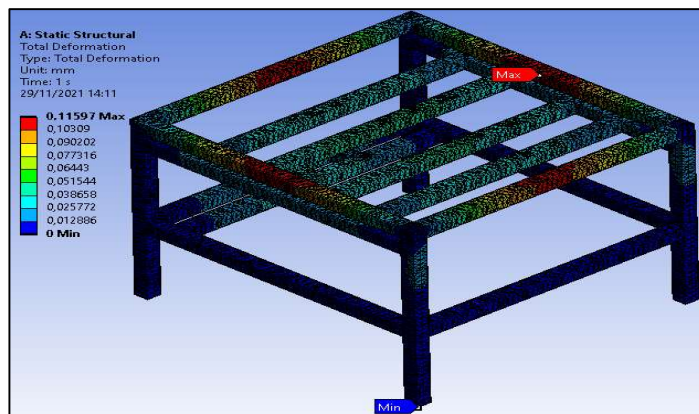
ELABORADO POR: AUTORES

Mediante el análisis estático realizado en la estructura de la máquina, se aprecia que el equivalente de von Mises máximo es de 31.43 MPa, se encuentra localizado en los perfiles superiores de la estructura, sección de color rojo, ver Figura 65, dicha tensión máxima, no sobrepasa el límite de fluencia del material (Acero A36) de 250 MPa, por tanto, se afirma que dicho componente resistirá todas las cargas efectuadas en la misma sin sufrir deformaciones plásticas.

4.11.3.5. Desplazamiento estático de la estructura.

El desplazamiento estático es otro de los criterios que se toman en cuenta en la simulación de la estructura, los límites máximo y mínimo de dicho análisis se muestran en la Figura 66.

Figura 66. Resultado desplazamiento estático de la estructura.



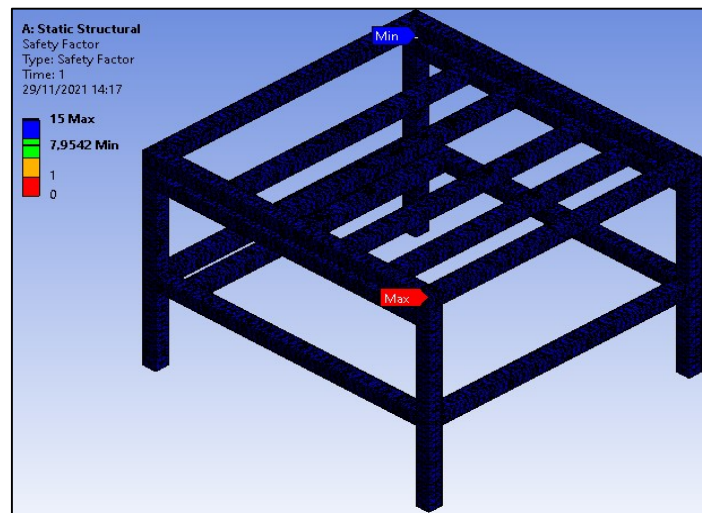
ELABORADO POR: AUTORES

El criterio del análisis estático de desplazamiento presenta la estructura al estar sometidas a diversas cargas, donde se obtiene la deformación máxima experimentada por el mecanismo de 0.116 mm, situado en perfil base de componentes de la sierra, como se muestra en la Figura 66, parámetro mínimo, con lo cual se comprueba que dicho elemento no tendrá deformaciones considerables.

4.11.3.6. Factor de seguridad de la estructura.

En la simulación se considera el criterio de factor de seguridad, esto, con el fin de garantizar seguridad ante fallo, en la Figura 67 se muestran los resultados de dicho estudio.

Figura 67. Resultado factor de seguridad de la estructura.



ELABORADO POR: AUTORES

El criterio factor de seguridad que experimenta el componente en estudio, es de 7.95, que puede ser considerado alto, pero compensa la estabilidad de la máquina debido a que la mismo no se opera anclada, por tanto, se afirma que alta seguridad ante falla, dentro del funcionamiento de la máquina.

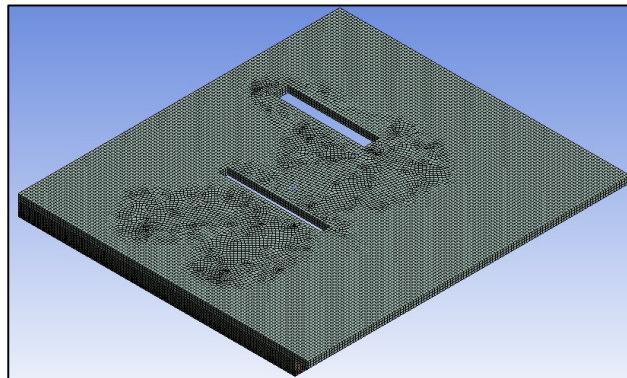
4.11.4. Simulación tablero de la máquina.

Se realiza un análisis estático del tablero de la máquina, con el fin de evaluar el estado de estrés del diseño, sometido a fuerzas constantes, este análisis se realiza mediante el ANSYS.

4.11.4.1. Definición de mallado del tablero.

Se genera el mallado del tablero, donde se selecciona un tamaño de elemento de 1 cm, como se muestra en la Figura 68.

Figura 68. Mallado del tablero.

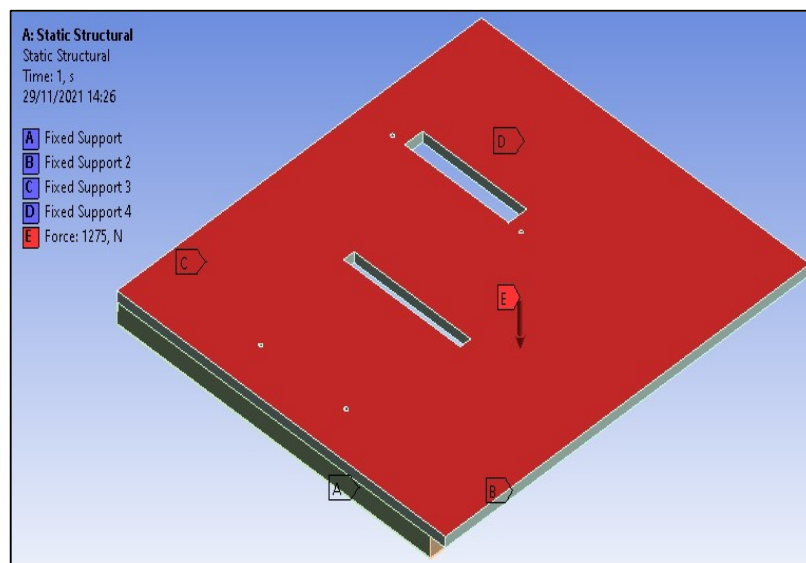


ELABORADO POR: AUTORES

4.11.4.2. Cargas aplicadas en el tablero.

La carga que soporta el tablero de la máquina es de 1275 N cuyo valor representa la fuerza emitida por el operador del mecanismo, además de la que genera el material que se está trabajando, como se muestra en la Figura 69.

Figura 69. Cargas aplicadas en el tablero.



ELABORADO POR: AUTORES

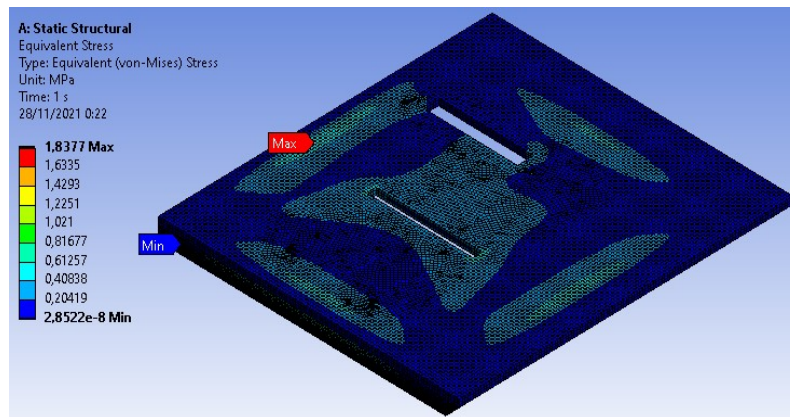
4.11.4.3. Resultados simulación.

Para evaluar el correcto diseño del mecanismo, en la simulación estática, se considera el criterio de von Mises y el desplazamiento estático.

4.11.4.4. Tensión von Mises del tablero.

El resultado del criterio de von Mises, comparado con el límite de fluencia del material del tablero (Pechiche), permite verificar si el mecanismo en estudio soporta todas las cargas a las cuales está sometido, ver resultados en la Figura 70.

Figura 70. Resultado esfuerzo (von Mises) del tablero.



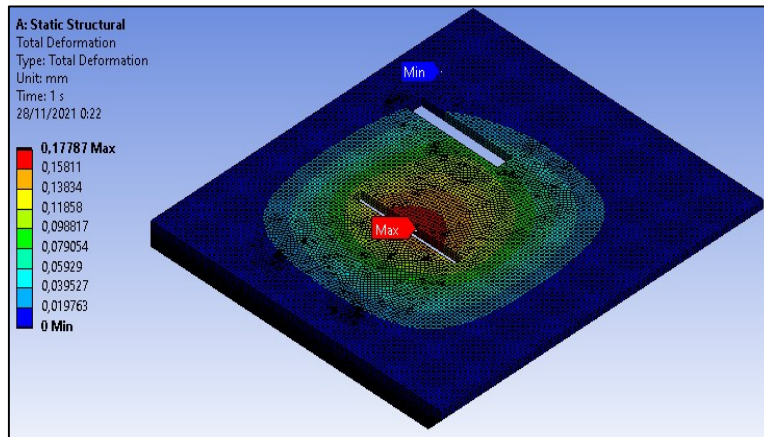
ELABORADO POR: AUTORES

Mediante el análisis estático realizado en el tablero de la máquina, se obtiene que el equivalente de von Mises máximo es de 1.84 MPa y se encuentra localizado prácticamente en el centro del tablero, donde se encuentra la ranura de la herramienta de sierra circular, sección de color amarillo, ver Figura 70, dicha tensión máxima, no sobrepasa el límite de fluencia del material (Guayacán Pechiche), por tanto, se afirma que dicho componente resistirá todas las cargas efectuadas en el mismo.

4.11.4.5. Desplazamiento estático en el tablero.

El desplazamiento estático es otro de los criterios que se toman en cuenta en la simulación del tablero del mecanismo, los límites máximo y mínimo de dicho análisis se muestran en la Figura 71.

Figura 71. Resultado desplazamiento estático del tablero.



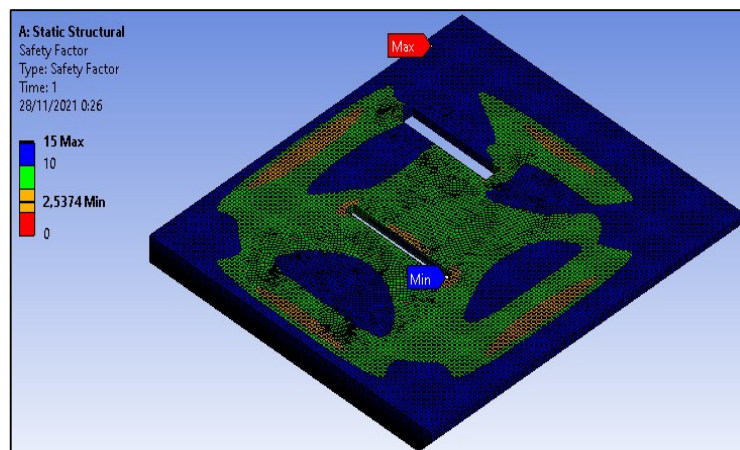
ELABORADO POR: AUTORES

A través del análisis estático realizado en la simulación del tablero, al estar sometido a diversas cargas, donde se obtiene que la deformación máxima que experimenta el elemento es de 0.178 mm, situado de igual manera, en el centro del tablero, como se muestra en la Figura 71, parámetro que garantiza que dicho elemento no tendrá deformaciones considerables.

4.11.4.6. Factor de seguridad del tablero.

En la simulación se considera el criterio de factor de seguridad, esto, con el fin de garantizar seguridad ante fallo, al estar sometido a una carga extrema, en la Figura 72 se muestran los resultados de dicho estudio.

Figura 72. Factor de seguridad del tablero.



ELABORADO POR: AUTORES

El criterio factor de seguridad que experimenta el componente en estudio, es de 2.54, por tanto, se concluye que el mismo, soporta 2.54 veces la carga de diseño antes de fallar, brindando seguridad en operación de la máquina.

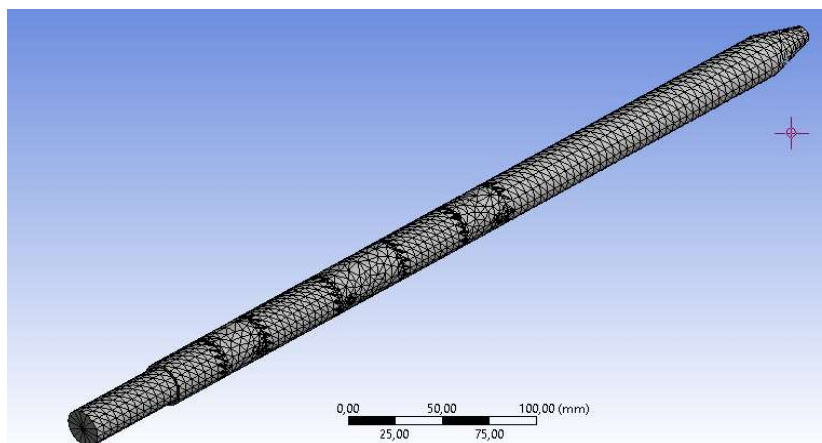
4.11.5. Simulación del eje de transmisión 1 (sierra, escopleadora, afilador).

Se realiza un análisis estático y fatiga del eje 1 de transmisión, con el fin de evaluar el estado de esfuerzo del diseño, sometido a fuerzas y momentos, este análisis se realiza mediante el software ANSYS.

4.11.5.1. Definición de mallado del eje 1.

Se genera el mallado del eje, donde se selecciona un tamaño de elemento de 5 mm y puntos jacobianos: 4 puntos, obteniendo un número de nodos de 27940 y número de elementos de 16606, como se muestra en la Figura 73.

Figura 73. Mallado de eje 1 (sierra, escopleadora,afilador).

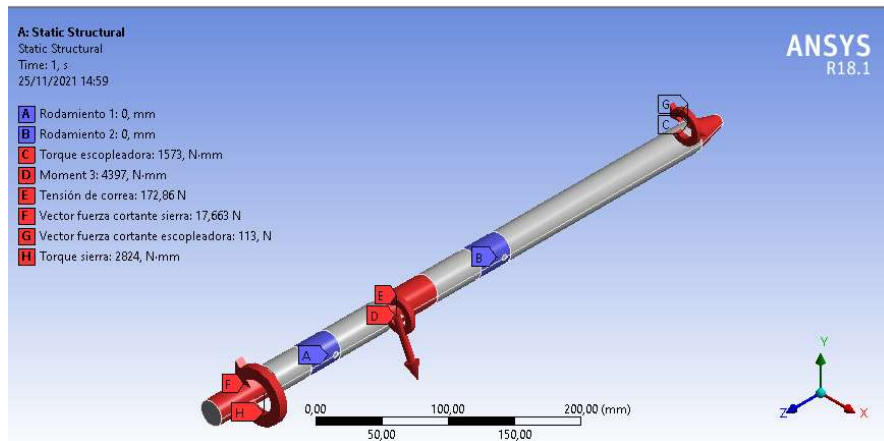


ELABORADO POR: AUTORES

4.11.5.2. Cargas aplicadas en el eje 1.

Las cargas que soporta el eje son definidas en la Figura 48, donde se muestra la magnitud y sentido, las cuales son incluidas en la simulación en el software como se muestra en la Figura 74.

Figura 74. Cargas soportadas por el eje 1



ELABORADO POR: AUTORES

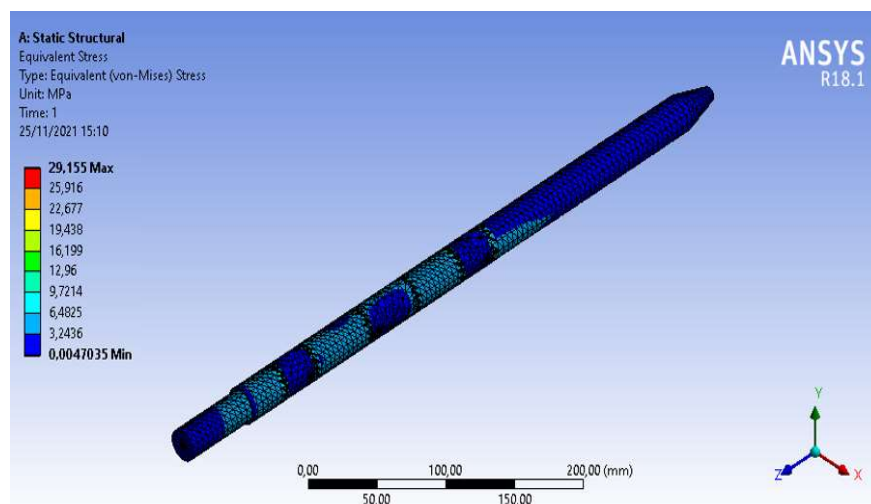
4.11.5.3. Resultados simulación eje 1.

Para evaluar el correcto diseño del mecanismo, en la simulación estática, se considera el criterio de von Mises, la deformación total y factor de seguridad por fatiga.

4.11.5.4. Tensión von Mises del eje 1.

El resultado del criterio de von Mises, comparado con el límite de fluencia del material que compone el eje (AISI 1018), permite verificar si el mecanismo en estudio soporta todas las cargas a las cuales está sometido, ver resultados en la Figura 75.

Figura 75. Resultado esfuerzo (von Mises) del eje 1.



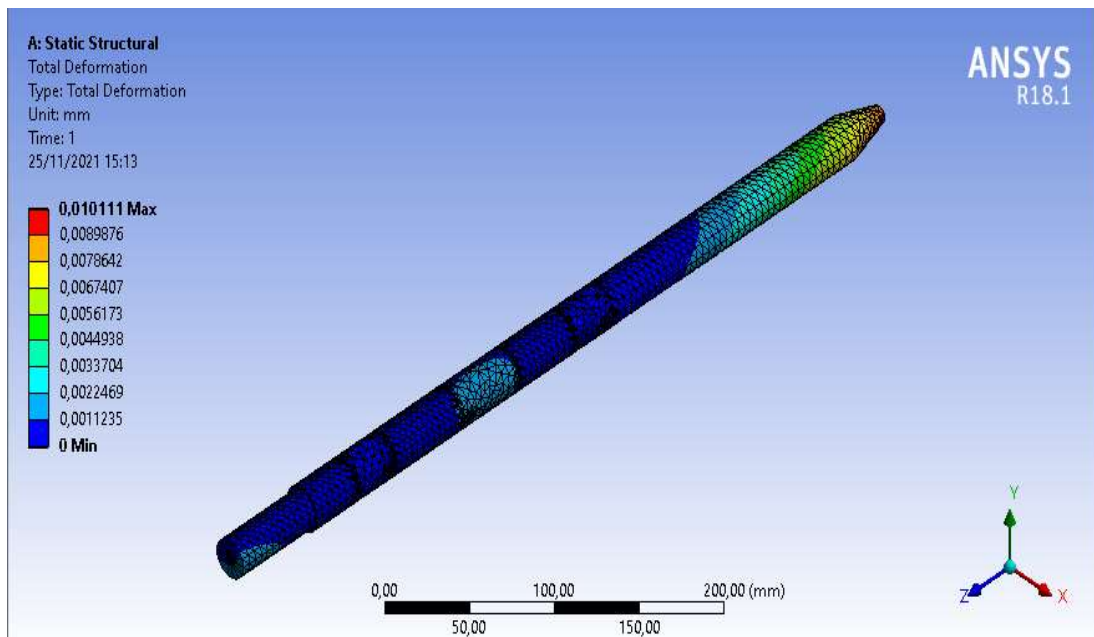
ELABORADO POR: AUTORES

Mediante el análisis estático realizado en la simulación sobre el eje 1 de transmisión, se obtiene que el esfuerzo equivalente de von Mises máximo de 29.155 MPa y se encuentra localizado en los alrededores del asiento de rodamiento cercano a portabrocas de la escopleadora, ver Figura 75, dicho esfuerzo máxima, no sobrepasa el límite de fluencia del material (AISI 1018) de 370 MPa, por tanto, se afirma que dicho componente resistirá todas las cargas efectuadas en el mismo sin sufrir deformaciones permanentes.

4.11.5.5. Deformación total del eje 1.

La deformación total es otro de los criterios que se toman en cuenta en la simulación del eje 1 de mecanismo de transmisión, los límites máximo y mínimo de dicho análisis se muestran en la Figura 76.

Figura 76. Deformación total del eje 1.



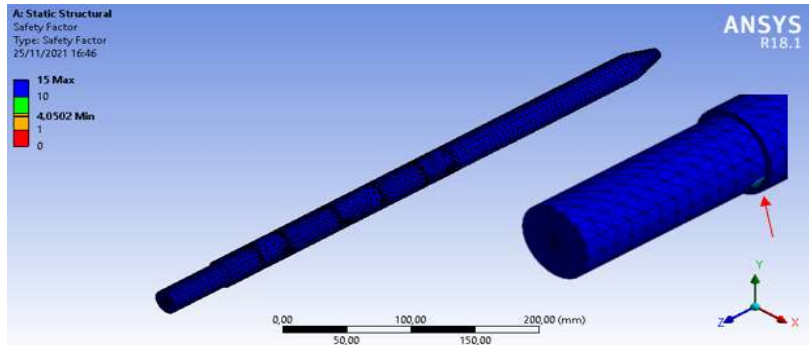
ELABORADO POR: AUTORES

Mediante el análisis estático realizado en la simulación, se obtiene la deformación total que presenta el eje 1 de transmisión, al estar sometido a cargas de flexión y torsionales, donde se obtiene que la deformación máxima que experimenta el elemento es de 0.01 mm, en la superficie de acople del eje con el portabrocas, como se muestra en la Figura 76, parámetro que garantiza que dicho elemento no tendrá deformaciones considerables.

4.11.5.6. Factor de seguridad por fatiga del eje 1.

En la simulación se considera el criterio de factor de seguridad por fatiga, esto con el fin de garantizar seguridad ante fallo, en la Figura 77 se muestran los resultados de dicho estudio.

Figura 77. Factor de seguridad a la fatiga



ELABORADO POR: AUTORES

Mediante el análisis de fatiga realizado en la simulación, se obtiene la factor de seguridad a la fatiga que presenta el eje 1 de transmisión, al estar sometido a cargas de flexión y torsionales, puede producirse una falla por fatiga, por lo tanto se obtiene un factor de seguridad a la fatiga de 4.05 mínimo cuyo valor es cercano al calculado de forma manual que es de 4.1, el cual está ubicado en la superficie de acople del eje con el disco de sierra, como se muestra en la Figura 77, parámetro que garantiza que dicho elemento no tendrá una falla prematura.

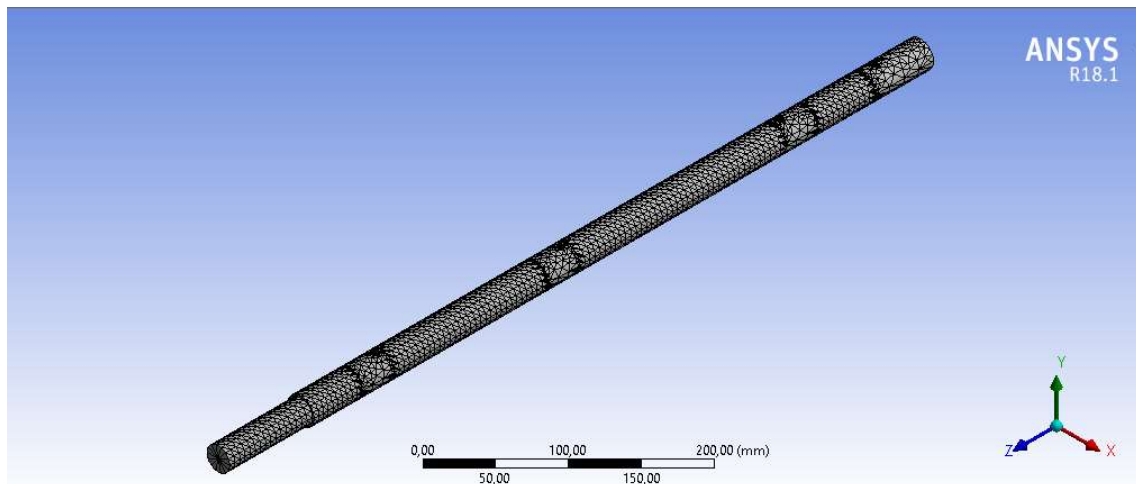
4.11.6. Simulación del eje de transmisión 2 (tupi, canteadora).

Se realiza un análisis estático y fatiga del eje 2 de transmisión, con el fin de evaluar el estado de esfuerzo del diseño, sometido a fuerzas y momentos, este análisis se realiza mediante el software ANSYS.

4.11.6.1. Definición de mallado del eje 2.

Se genera el mallado del eje 2 de transmisión, donde se selecciona un tamaño de elemento de 5 mm y puntos jacobianos: 4 puntos, obteniendo un número de nodos de 31723 y número de elementos de 18824, como se muestra en la Figura 78.

Figura 78. Mallado de eje 2 (tupi, cantante).

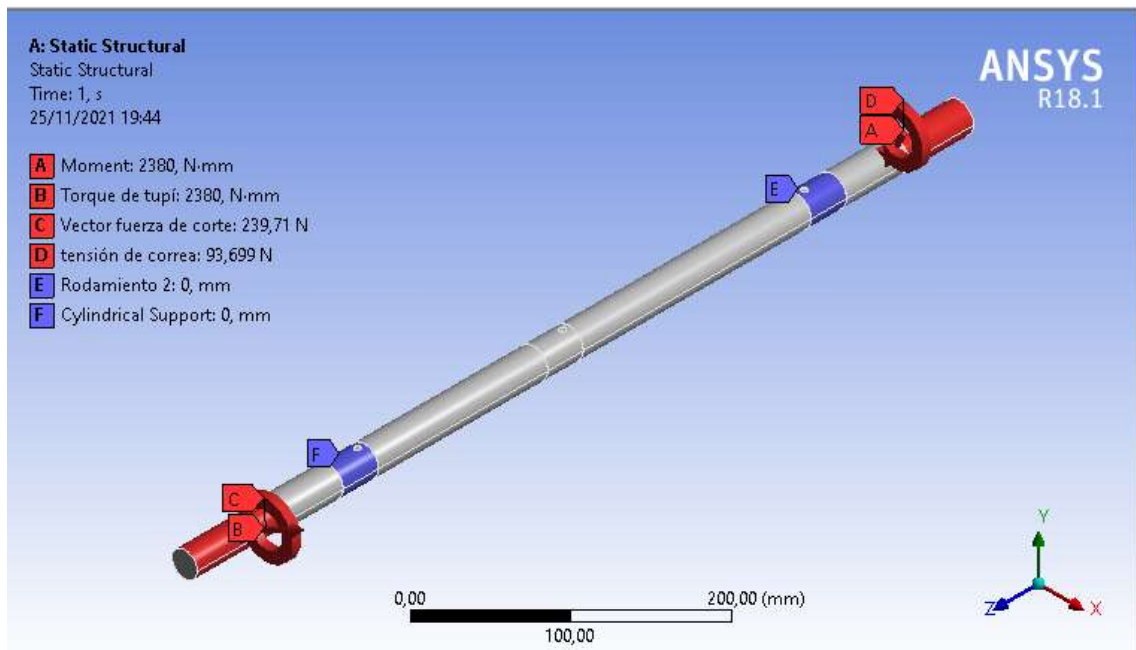


ELABORADO POR: AUTORES

4.11.6.2. Cargas aplicadas en el eje 2.

Las cargas que soporta el eje 2 de transmisión, son definidas en la Figura 54, donde se muestra la magnitud y sentido, las cuales son incluidas en la simulación en el software como se muestra en la Figura 79.

Figura 79. Cargas soportadas por el eje 2



ELABORADO POR: AUTORES

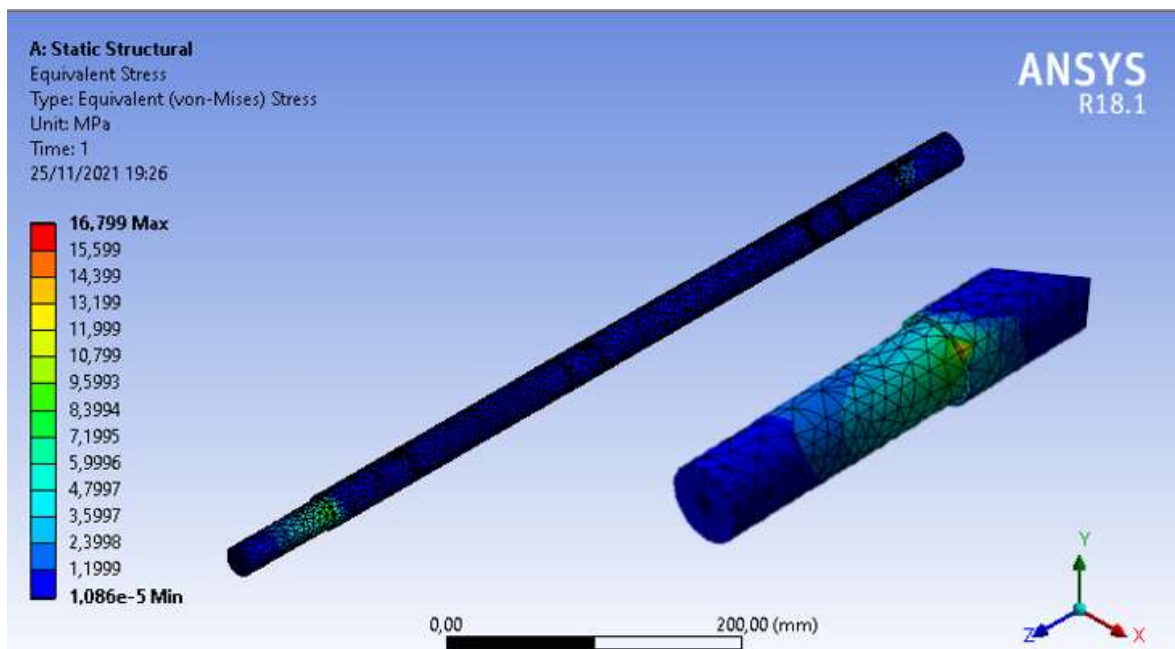
4.11.6.3. Resultados simulación eje 2.

Para evaluar el correcto diseño del mecanismo, en la simulación estática, se considera el criterio de von Mises, el deformación total y factor de seguridad por fatiga.

4.11.6.4. Esfuerzo de von Mises del eje2.

El resultado del criterio de von Mises, comparado con el límite de fluencia del material del eje (AISI 1018), permite verificar si el mecanismo en estudio soporta todas las cargas a las cuales está sometido, ver resultados en la Figura 80.

Figura 80. Resultado esfuerzo (von Mises) del eje 2.



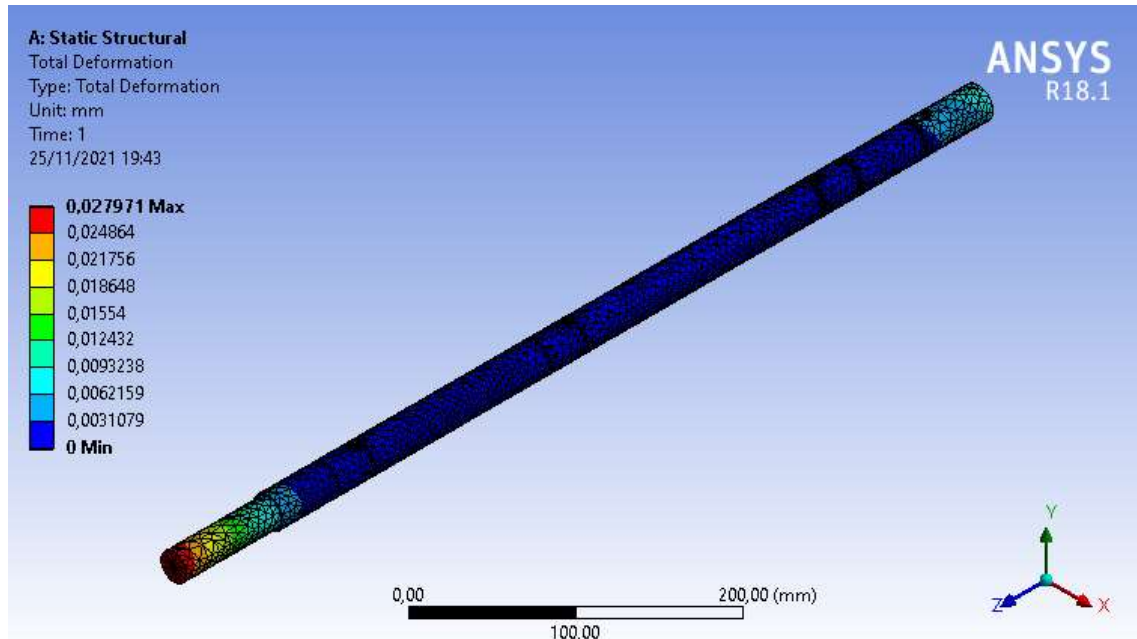
ELABORADO POR: AUTORES

Mediante el análisis estático realizado en la simulación sobre el eje 2 de transmisión, se obtiene que el esfuerzo equivalente de von Mises máximo de 16.799 MPa y se encuentra localizado en los alrededores del asiento del disco de cierre en la sección de menor diámetro de 22 mm, ver Figura 80, dicho esfuerzo máximo, no sobrepasa el límite de fluencia del material (AISI 1018) de 370 MPa, por tanto, se afirma que dicho componente resistirá todas las cargas efectuadas en el mismo sin sufrir deformaciones permanentes.

4.11.6.5. Deformación total del eje 2.

La deformación total es otro de los criterios que se toman en cuenta en la simulación del eje 2 de mecanismo de transmisión, los límites máximo y mínimo de dicho análisis se muestran en la Figura 81.

Figura 81. Deformación total del eje 1.



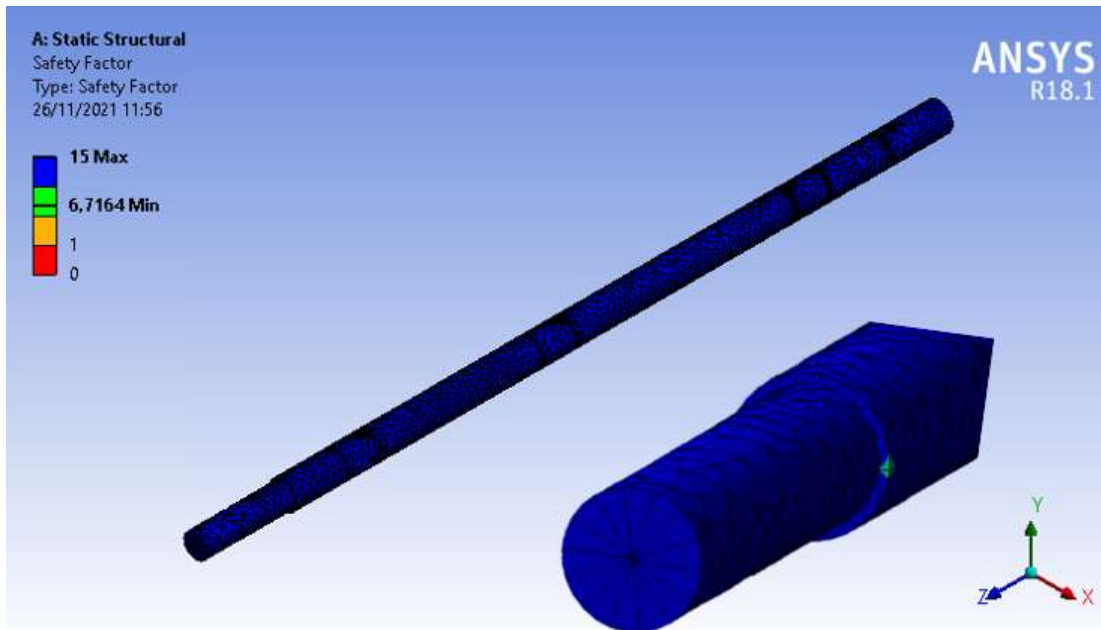
ELABORADO POR: AUTORES

Mediante el análisis estático realizado en la simulación, se obtiene la deformación total que presenta el eje 2 de transmisión, al estar sometido a cargas de flexión y torsionales, donde se obtiene que la deformación máxima que experimenta el elemento es de 0.025 mm, en la superficie del disco de sierra, como se muestra en la Figura 81, parámetro que garantiza que dicho elemento no tendrá deformaciones considerables.

4.11.6.6. Factor de seguridad por fatiga del eje 2.

En la simulación se considera el criterio de factor de seguridad por fatiga, esto con el fin de garantizar seguridad ante fallo, en la Figura 82 se muestran los resultados de dicho estudio.

Figura 82. Factor de seguridad a la fatiga del eje 2



ELABORADO POR: AUTORES

Mediante el análisis de fatiga realizado en la simulación, se obtiene la factor de seguridad a la fatiga que presenta el eje 2 de transmisión, al estar sometido a cargas de flexión y torsionales, puede producirse una falla por fatiga, por lo tanto se obtiene un factor de seguridad a la fatiga de 6.72 mínimo cuyo valor es cercano al calculado de forma manual que es de 6.8, el cual está ubicado en la superficie de acople del eje con el disco de sierra, como se muestra en la Figura 82, parámetro que garantiza que dicho elemento no tendrá una falla prematura.

4.12. Selección de poleas del sistema de transmisión de potencia.

El diámetro de las poleas que posee la máquina se asignó mediante el cálculo del número de bandas utilizadas en cada eje.

4.12.1. Polea del eje del motor.

Por su parte, dentro del sistema de transmisión, en el motor se utiliza una polea de aluminio, como se muestra en la Tabla 67, con las especificaciones presentada en el plano 4 (ver Anexo 12).

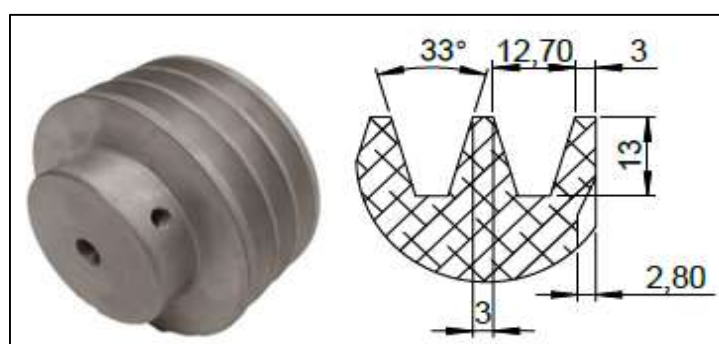
Tabla 67 Dimensiones de polea del motor

Díámetro exterior	Díámetro interior	Ranuras	Material
152.4 mm	25.4 mm	3	Aluminio

ELABORADO POR: AUTORES

En la Figura 83 se presentan varias dimensiones de la polea del motor, como son, la profundidad y el ángulo que forma la ranura.

Figura 83. Polea de eje del motor



ELABORADO POR: AUTORES

4.12.2. Polea del eje tupi-canteadora.

Mecanismo de tupi-canteadora, se tiene una polea con las especificaciones presentadas en la Tabla 68, y las dimensiones mostradas en el plano 12 (ver Anexo 12).

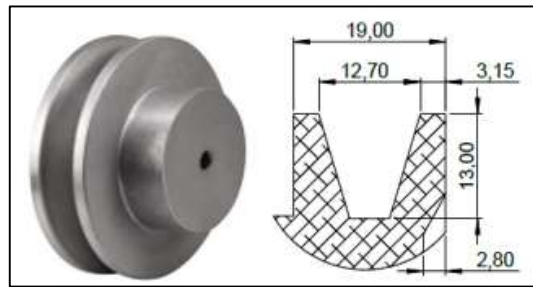
Tabla 68. Dimensiones de polea de tupi-canteadora.

Díámetro exterior	Díámetro interior	Ranuras	Material
99.06 mm	25.4 mm	1	Aluminio

ELABORADO POR: AUTORES

En la Figura 84 se presentan varias dimensiones de la polea del motor, como son, la profundidad y ancho de la ranura.

Figura 84. Polea de eje de tupi-canteadora.



ELABORADO POR: AUTORES

4.12.3. Polea del eje sierra-afilador de cuchillas-escopleadora.

Para el mecanismo de la sierra-afilador de cuchillas-escopleadora, se selecciona una polea con las especificaciones presentadas en la Tabla 69, y las dimensiones mostradas en el plano 10 (ver Anexo 12).

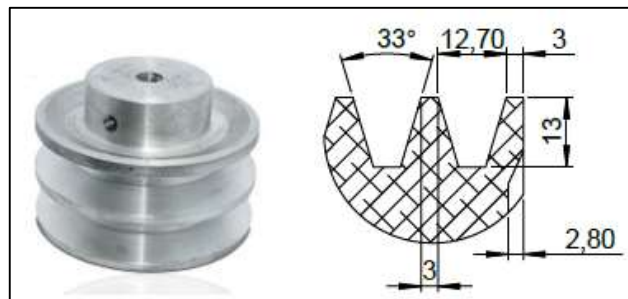
Tabla 69. Dimensiones de polea de sierra, afilador de cuchillas, escopleadora.

Díámetro exterior	Díámetro interior	Ranuras	Material
63.5 mm	25.4 mm	2	Aluminio

ELABORADO POR: AUTORES

En la Figura 85 se presentan varias dimensiones de la polea del motor, como son, la profundidad, ancho y ángulo que forma la ranura.

Figura 85. Polea del eje de sierra, afilador de cuchillas, escopleadora



ELABORADO POR: AUTORES

4.13. Construcción e implementación.

La construcción de la máquina multifuncional se lleva a cabo mediante el desarrollo de un proceso complejo, en primer lugar, se desarrolló el diseño del mecanismo en el software SolidWorks, donde se establecen dimensiones de la máquina, permite evaluar los puntos de la estructura que soportan mayores cargas, luego de especificar materiales a todos los componentes que la integran, luego del diseño, se utilizan varias tecnologías para el mecanizado de varios elementos que integran la máquina.

4.13.1. Equipos y herramientas.

Para la construcción de la máquina para madera se utiliza varios equipos, herramientas e instrumentos de medición, los mismos que se detallan a continuación:

4.13.1.1. Equipos.

- Ingletadora.
- Suelda SMAW.
- Torno.
- Pulidora.
- Taladro manual.
- Compresor.

4.13.1.2. Instrumentos de medición.

- Calibrador.
- Flexómetro.
- Escuadras.

4.13.2. Elementos normalizados.

Los elementos normalizados utilizados en la construcción de la máquina multifuncional, se detallan en la Tabla 70.

Tabla 70. Elementos normalizados utilizados en la construcción de la máquina.

Detalle	Dimensiones	Cantidad
Polea Aluminio Diámetro:3.9 ” (1 ranura).	76.2 mm	1
Polea Aluminio Diámetro:3 ” (2 ranuras)	76.2 mm	1
Polea Aluminio Diámetro:6 ” (3 ranuras)	152.4 mm	1
Chumacera Diámetro eje:25.4 mm	25,4 mm	5
Motor 3 Hp	3 Hp	1
Disco de sierra 30 dientes/D:355 mm	30 dientes/D:355 mm	1
Fresa 4 dientes/D:160 mm	4 dientes/D:160mm	1
Disco afilar cuchillas Diámetro:150 mm	Diámetro:150mm	1
Choque 5/8”	15.87 mm	1
Broca Diámetro:10 mm	Diámetro:10 mm	1
Bisagras 100 mm x 3 mm	100 mmx3 mm	2
Bandas tipo A L: 1041 mm	L: 1041 mm	3
Lija grano 24(500 mm)	500 mm	1
Tornillos M10 L:90 mm	L:90 mm	22
Tornillos M10 L:152.4 mm.	L:152.4 mm	2
Tuercas M10	M10	24
Arandelas planas M10	M10	44
Prisioneros M5	M5	3
Bridas de seguridad D:80 mm	D:80 mm	4

ELABORADO POR: AUTORES

4.13.3. Materia prima.

La materia prima que utilizada para la construcción del mecanismo se detalla en la Tabla 71.

Tabla 71. Materia prima utilizada en construcción de máquina.

Detalle	Material	Dimensiones	Número de piezas
Tubo cuadrado 50 x 50 x 1.5	ASTM A- 36	6000	3
Tubo cuadrado 40 x 40 x 1.5	ASTM A- 36	150	1
Eje (diámetro=25.4 mm)	AISI 1018	600	1
Eje (diámetro=25.4 mm)	AISI 1018	500	1
Madera (e:25 mm)	Pechiche	200 x 1100	6
Madera (e:25 mm)	Pechiche	30 x 1050	1
Madera (e:20 mm)	Plywood	300 x 300	1

ELABORADO POR: AUTORES

4.13.4. Insumos.

Se clasifican como insumos a aquellos materiales que no son reutilizados:

- Suelta AGA E-6011.
- Disco corte metal.
- Disco desbaste metal.
- Lijas.
- Diluyente.
- Pintura.
- Cemento de contacto.
- Blancola.

4.13.5. Elementos a construir.

En este apartado se detallan los elementos que no se pueden comprar, si no que tienen que construirse, ver Tabla 72.

Tabla 72. Elementos a construir.

Elemento	Cantidad
Estructura	1
Eje para sierra-escopleadora-afilador	1
Eje para tupi-canteadora	1
Disco para lija	1

ELABORADO POR: AUTORES

La construcción de la máquina multifuncional se llevó a cabo en un área de trabajo amplia, donde se dispone de los diversos equipos y herramientas utilizadas para a cabo un correcto proceso de construcción del mecanismo, en la Figura 86 se muestra el corte de los tubos cuadrados y posterior unión mediante soldadura.

Figura 86. Corte y soldado de tubos cuadrados.



ELABORADO POR: AUTORES

El proceso de construcción continua con el pulido en los puntos de soldadura, con el fin de obtener un mejor acabado, como se muestra en la Figura 87.

Figura 87. Pulido de soldadura.



ELABORADO POR: AUTORES

Luego se procede a pintar la estructura de la máquina, como se muestra en la Figura 88.

Figura 88. Pintado de estructura.



ELABORADO POR: AUTORES

Se realiza el desbaste a cada uno de los ejes de transmisión, basándose en los planos y se crea una rosca para el ajuste de los componentes, dicho proceso se realiza en un torno, como se muestra en la Figura 89.

Figura 89. Torneado de ejes.



ELABORADO POR: AUTORES

Se realizan las especificaciones de cada una de las poleas, sus ranuras, y diámetro de agujero, como se muestra en la Figura 90.

Figura 90. Desbaste de canal de polea.



ELABORADO POR: AUTORES

4.13.6. Montaje del prototipo.

El montaje de la máquina consiste en un proceso ordenado para lograr el ensamblaje del mecanismo, eso se realiza mediante una secuencia de pasos ordenados, garantizando con esto, un excelente acople de los componentes que integran el mecanismo y en general un buen funcionamiento de la máquina.

El montaje del mecanismo se da siguiendo las actividades que se detallan en la Tabla 73.

Tabla 73. Secuencia ensamble del prototipo.

Actividad	Secuencia
Colocación de chumaceras y poleas en ambos ejes de la máquina.	1
Instalación de chumaceras en la estructura.	2
Ajuste de tuercas en chumaceras.	3
Alineación de poleas tanto de ejes como la del motor.	4
Colocación de bandas en las poleas.	5
Ajuste de prisioneros de las poleas.	6
Colocación de herramientas de corte eje designado.	7
Ajuste de bridas y tuercas en relación con la herramienta de corte.	8
Colocación de tablero principal y tablero de escopleado.	9
Ajuste de tornillos entre bisagras y tablero.	10
Ajuste de tuercas de pernos entre tablero de escopleado y soporte.	11

ELABORADO POR: AUTORES

Se crean las ranuras en cada apoyo del tablero de la escopleadora, y mediante tornillos, se acopla el tablero a los soportes, ver Figura 91.

Figura 91. Fabricación de soportes y colocación de tablero para la escopleadora.



ELABORADO POR: AUTORES

El tablero principal de la máquina posee un sistema de apertura parcial, mediante bisagras, en la Figura 92 se muestra la conexión de estos componentes.

Figura 92. Ajuste del tablero con bisagras.



ELABORADO POR: AUTORES

Se coloca las herramientas de trabajo de cada función y se ajusta mediante bridas de seguridad y tuercas hexagonales, ver Figura 93.

Figura 93. Colocación de herramientas de trabajo.



ELABORADO POR: AUTORES

4.14. Pruebas de campo.

Una vez lograda la construcción y montaje de la máquina multifuncional, se realizó pruebas a todas las funciones que integran el mecanismo, esto con la finalidad de comprobar condiciones de diseño y el correcto funcionamiento de la máquina, en la Figura 94 se muestra el trabajo de la máquina, en dos de sus funciones. El protocolo de pruebas de la máquina se evaluó gracias al TALLER DE EBANISTERÍA ZAMBRANO, el formato y los resultados se detallan en el Anexo 10.

Figura 94. Pruebas realizadas a todas las funciones de la máquina.



ELABORADO POR: AUTORES

4.14.1. Análisis de pruebas de campo.

Con el protocolo de pruebas desarrollado se concluye que los diferentes componentes que integran la máquina multifuncional funcionan correctamente, no existe factor negativo en la máquina, todos los elementos y partes desarrollan la función para la cual fueron diseñados de forma correcta.

4.15. Análisis económico.

En el análisis de costos de la máquina multifuncional, se consideran los precios de materiales, componentes y mano de obra, esto con el fin de determinar el monto preciso de recursos económicos necesarios para la construcción, los cuales se clasifican a continuación como costos directos e indirectos.

4.15.1. Análisis de costos directos.

Los costos directos son un tipo de gasto que tiene una relación directa a la realización de la máquina, entre ellos se tiene, costos de materia prima, elementos normalizados, maquinado y montaje.

4.15.1.1. Costos de materia prima.

Los costos de la materia prima utilizada en proceso de construcción de la máquina se detallan en la Tabla 74.

Tabla 74. Costo de materia prima.

Material	Dimensiones(mm)	Cantidad	Precio unitario (\$)	Precio total (\$)
Tubo cuadrado 50 x 50 x 1.5 ASTM A-36	6000	3	21.87	65.62
Tubo cuadrado 40 x 40 x 1.5 ASTM A-36	150	1	3.5	3.5
Eje (diámetro=25.4 mm) AISI 1018	600	1	8	8
Eje (diámetro=25.4 mm) AISI 1018	500	1	6.5	6.5
Madera (e:30 mm) Pechiche	200 x 1100	6	2.15	13
Madera (e:25 mm) Pechiche	300 x 1050	1	3	3
Madera (e:20 mm) Plywood	300 x 300	1	5	5
Madera (e:50 mm) Cedro	600 x 600	1	5	5
			Total	109.62

ELABORADO POR: AUTORES

4.15.1.2. Costos de elementos normalizados.

Los costos de elementos normalizados utilizados en proceso de construcción de la máquina se detallan en la Tabla 75.

Tabla 75. Costos de elementos normalizados.

Material	Cantidad	Precio unitario (\$)	Precio total (\$)
Polea Aluminio Diámetro:3.9 ” (1 ranura).	1	3.85	3.85
Polea Aluminio Diámetro:3 ” (2 ranuras)	1	5	5
Polea Aluminio Diámetro:6 ” (3 ranuras)	1	25	25
Chumacera Diámetro eje:25.4 mm	5	6.5	19.5
Motor 3 Hp	1	450	450
Disco de sierra 30 dientes/ D:355 mm	1	120	120
Fresa 4 dientes/D:160 mm	1	150	150
Disco afilar cuchillas Diámetro:150 mm	1	160	160
Breaker	1	13	13
Choque 5/8 ”	1	13.90	13.90
Broca Diámetro:10 mm	1	8	8
Bisagras 100 mm x 3 mm	2	0.5	1
Bandas tipo A L: 1041 mm	3	6	18
Lija grano 24(500 mm)	1	5	5
Tornillos L:90 mm y arandelas planas M10	22	0.4	8.8
Tornillos M10 L:150 mm	2	0.5	1
Bridas de seguridad D:80 mm	4	1.25	5
		Total	1007.05

ELABORADO POR: AUTORES

4.15.1.3. Costos de maquinado.

El presente costo pertenece a la mano de obra directa empleada en máquinas para fabricación y mecanizado de elementos utilizados en el ensamblaje del prototipo, los detalles se muestran en la Tabla 76.

Tabla 76. Costos de maquinado.

Descripción	Costo por hora máquina (\$)	Tiempo empleado	Total (\$)
Torno	10	13	130
Taladro	5	2	10
Ingletadora	6	2	12
Soldadura SMAW	8	5	40
Pulidora	5	1.5	7.5
Compresor	5	3	15
		Total	214.5

ELABORADO POR: AUTORES

4.15.1.4. Costos de montaje.

Los costos de montaje se refieren a la mano de obra utilizada para el ensamble del prototipo, además del costo del técnico encargado de la instalación del sistema eléctrico de la máquina, dichos costos se muestran en la Tabla 77.

Tabla 77. Costos de montaje.

Persona	Especialidad	Cantidad	Tiempo(h)	Costo (\$)	Total (\$)
Técnico	Mecánico	1	4	5	20

ELABORADO POR: AUTORES

4.15.1.5. Costo directo total.

El costo directo total es la suma de todos los costos directos utilizados para la construcción de la máquina, como se muestra en la Tabla 78.

Tabla 78. Suma de costos directos.

Costos parciales	Valor (\$)
Materia prima	1116.67
Costo de maquinado	214.5
Costo de montaje	20
Subtotal	1351.17

ELABORADO POR: AUTORES

4.15.2. Análisis de costos indirectos.

Los costos indirectos son aquellos que provienen de actividades que no están implicadas directamente en el proceso de construcción de la máquina.

4.15.2.1. Costos de materiales indirectos.

Se refiere a costos de insumos dentro del proceso de construcción o el costo de materiales adicionales, como se muestra en la Tabla 79.

Tabla 79. Costos de materiales indirectos.

Descripción	Cantidad	Precio unitario (\$)	Total (\$)
Electrodos E6011	2 lbs	3.15	6.30
Disco desbaste metal	1	1.84	1.84
Disco corte metal	1	5.20	5.20
Lijas	1	2	2
Diluyente	½ gal	3	3
Pintura	½ L	4	4
		Total	22.34

ELABORADO POR: AUTORES

4.15.2.2. Costos totales indirectos.

El costo indirecto total es la suma de todos los costos de este tipo, utilizados en la construcción de la máquina, como se muestra en la Tabla 80.

Tabla 80. Suma de costos indirectos.

Componente de costo	Valor (\$)
Costos de materiales indirectos	22.34
Subtotal	22.34

ELABORADO POR: AUTORES

4.15.3. Costos totales.

En los costos totales se suman los costos tanto directos como indirectos, utilizados para la construcción de la máquina, el resultado se muestra en la Tabla 81.

Tabla 81. Suma de costos totales.

Componente de costo	Valor (\$)
Costos Directos	1351.17
Costos Indirectos	22.34
SUBTOTAL	1373.5
7 % imprevistos	96.15
COSTO TOTAL DEL PROTOTIPO	1469.65

ELABORADO POR: AUTORES

El costo total de la máquina es de 1469.65\$ dólares, cuyo valor es inferior al de las máquinas manuales de 5 funciones en el mercado ecuatoriano las cuales tienen un precio de venta entre los 1750\$ a 2280\$ dólares lo cual significa un ahorro económico entre el 16.02 % al 35.54%

4.16. Análisis de operación.

4.16.1. Reducción del tiempo máquina multifuncional.

El uso de la máquina multifuncional proporciona una reducción del tiempo empleado para realizar varias tareas, comparado con el empleado para efectuar el mismo trabajo en las máquinas individuales requeridas.

A continuación, se muestran varias tablas comparativas, de diversas actividades en máquinas de una sola función y la multifuncional. En la Tabla 82 se observa el tiempo empleado para cortar y cantear una tabla de teca con dimensiones específicas.

Tabla 82. Tiempo empleado para cortar y cantear una tabla.

TIEMPO: CORTAR-CANTEAR		
Dimensiones (ancho/largo/espesor)	Máquinas individuales	Máquina multifuncional
40 x 35 x 2 (cm)	2.61 min	1.53 min

ELABORADO POR: AUTORES

En la Tabla 83 se observa el tiempo empleado para cortar, cantear y crear una ranura en una tabla de teca con dimensiones específicas.

Tabla 83. Tiempo empleado para cortar, cantear y crear una ranura en una tabla.

TIEMPO: CORTAR-CANTEAR-PERFORAR			
Dimensiones		Máquinas individuales	Máquina multifuncional
Tablón(ancho/largo/espesor)	40 x 35 x 2 (cm)	4.85 min	2.71 min
Ranura(largo/ancho/radio)	3 x 5 x 1 (cm)		

ELABORADO POR: AUTORES

En la Tabla 84 se observa el tiempo empleado para cortar, cantear y crear una moldura, en una tabla de teca con dimensiones específicas.

Tabla 84. Tiempo empleado para cortar, cantear y moldurar una tabla.

TIEMPO: CORTAR-CANTEAR-MOLDURAR			
Dimensiones		Máquinas individuales	Máquina multifuncional
Tablón(ancho/largo/espesor)	40 x 130 x 6 (cm)	12.34 min	7.82 min
Moldura(ancho/largo/profundidad)	20 x 130 x 1 (cm)		

ELABORADO POR: AUTORES

En los casos previamente considerados, se puede apreciar que, en los dos primeros casos, donde se tienen que emplear las funciones más utilizadas, como son sierra circular y canteadora, en las cuales sus herramientas están montadas en la máquina, el tiempo empleado para llevar a cabo las actividades en la máquina multifuncional es menor que a utilizar máquinas individuales, pero en el caso donde se tenga que emplear una función donde su herramienta no este montada y se tenga que ubicar, como es la fresa del tupi de mesa, el tiempo utilizado en la máquina aumenta, pero igual sigue siendo menor que al utilizar máquinas individuales, esto se debe al tiempo que requiere dichos mecanismos, para movilizarse hacia otro equipo y tener que encender las mismas.

Para obtener un caso claro, se compara el tiempo empleado para crear una puerta de madera, donde se tiene que cortar tres tablas con dimensiones(200 x 30 x 4)cm, luego se procede a cantar las mismas, por cada lado, luego de un proceso previo de ensamblaje, crear una moldura sencilla en el interior de la puerta, formando un rectángulo(180 x 60)cm y por último, crear una ranura(4 x 3 x 2)cm para la cerradura, los resultados del tiempo empleado para todo el proceso, con cada tipo de mecanismo, se detalla en la Tabla 85.

Tabla 85. Tiempo empleado para crear una puerta en ambos casos.

TIEMPO	
Máquinas individuales	45.6 min
Máquina multifuncional	38.13 min

ELABORADO POR: AUTORES

Según los resultados de la Tabla 85, para crear una sola puerta sencilla, mediante máquinas individuales se emplea un tiempo de 45.6 min y por medio de la máquina multifuncional, el tiempo es 38.13 min, donde se obtiene una reducción del tiempo de 7.47 min.

4.17. Plan de mantenimiento.

Para extender el tiempo de vida útil de la máquina multifuncional, es necesario ejercer el mantenimiento preventivo a cada uno de los elementos que la conforman, por tanto, se propone el siguiente plan de mantenimiento en la Tabla 86, donde se tiene los accesorios, el procedimiento que debe realizarse y la frecuencia en que se debe aplicar.

Tabla 86. Mantenimiento preventivo.

Accesorio	Procedimiento	Frecuencia
Motor eléctrico	Revisión de cableado	3 meses
	Limpieza de bornera	6 meses
	Lubricación de rodamientos	2 meses
Sistema de transmisión	Ajuste de correas	2 meses
	Lubricación de rodamientos	2 meses
	Verificar ajustes	15 días
Sierra, escopleadora, tupí.	Revisar alineación	Cada montaje
	Verificar filo	15 días
Disco de lija	Cambio de lija	A necesidad
Afilador	Cambio de disco	A necesidad
General	Limpiar aserrín	Diario

ELABORADO POR: AUTORES

4.17.1. Selección de lubricante.

Es necesario el lubricado de los elementos de la máquina multifuncional para extender el tiempo de vida útil de los mismos, por lo cual, tomando en cuenta el rango de rpm considerado velocidad medio- alta y temperatura en que opera la máquina, se selecciona el lubricante SKF LGHP 2 el cual es aplicable el rodamiento de bola, motores eléctricos pequeños, ventiladores industriales entre otros por sus características y beneficios como [30]:

- Vida útil extremadamente larga a altas temperaturas.
- Amplio rango de temperaturas.
- Excelente protección contra la corrosión.
- Alta estabilidad térmica y mecánica.
- Buen funcionamiento en arranques a baja temperatura.
- Funcionamiento silencioso.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones.

- El diseño de la máquina multifuncional cumplió los requerimientos y exigencias técnicas definidas mediante el análisis de la casa de la calidad establecida en la metodología del diseño concurrente. Por otro lado, con el empleo del método de criterios ponderados, se determinó las alternativas óptimas para cumplir las funciones que el proceso de procesamiento de madera requiere.
- Se realizó el diseño de carácter estático de los componentes principales de la máquina, adicionalmente el diseño de resistencia a la fatiga de los ejes, se utilizó herramientas de modelado y simulación CAD/CAE para determinar esfuerzos de von Mises, deformación y factor de seguridad de los mismo, con lo cual, se tiene que dichos componentes presentan factores de seguridad mínimo de 2.54 en el tablero, 4.05 en los ejes, 7.95 en la estructura, considerando este últimos como un factor alto, siendo necesario para compensar el no anclaje ofreciendo estabilidad a la máquina, por lo tanto, se concluye que los elementos soportan las cargas estáticas y dinámicas sin presentar indicios de fallas.
- Se determinó que la máquina multifuncional requiere de un motor de 3 Hp a 1750 rpm para su funcionamiento, lo cual garantiza el correcto trabajo de cada una de las funciones que integran el mecanismo, además, se seleccionó los componentes para garantizar que las funciones laboren a velocidades requeridas, sierra (3500 rpm), tupí de carpintería (2700 rpm), afilador de cuchillas (2800 rpm), escopleadora (2600 rpm), proporcionando un correcto trabajo de la máquina.
- Se construyó una máquina multifuncional correctamente funcional, que comparando con las máquinas individuales y multifuncionales del mercado, posee ciertas ventajas, como poder utilizar varias funciones simultaneas, poder cambiar las herramientas que se requieran de forma rápida, optimizar el tiempo del operario en el cambio de máquina en el caso de poseer individuales, y mediante un análisis de costos de los componentes involucrados en el proceso de manufactura de la máquina, se genera un ahorro del costo comparado con una máquina multifuncional del mercado obteniendo un ahorro económico entre el 16.02 % al 35.54%.

5.2. Recomendaciones.

- Proporcionar un buen mantenimiento de la máquina para el correcto funcionamiento del equipo.
- Realizar un análisis que permita implementar mecanismos para la automatización de máquina multifuncional.
- Implementar un sistema de aspiración, ya que, durante el proceso de desbaste de materia prima, existe residuos que pueden afectar el funcionamiento y la vida útil de la herramienta.
- Lubricar los rodamientos que posee la máquina, para evitar consumos innecesarios de potencia.
- Contar con un mecanismo de elevación para obtener la correcta alineación de la base del motor dentro de la construcción de la máquina.

CAPÍTULO VI

BIBLIOGRAFÍA

6.1. Bibliografía.

- [1] V. Useche, Diseño de elementos de máquinas, Editorial Universidad Tecnológica de Pereira, 2018.
- [2] D. Anderson, Design for manufacturability, New York: CRC press, 2020.
- [3] C. Fuentes y W. Mejia, “Diseño y construcción de un prototipo didáctico de brazo robótico soldador de superficies planas para el proceso de soldadura gmaw, optimizando topológicamente los elementos estructurales del robot”, Quevedo, 2020.
- [4] C. Riba, Diseño concurrente, Cataluña: Edicions Universidad Politècnica de Catalunya, 2002.
- [5] J. Pérez Porto y M. Merino, «Definición.DE,» 2018.
- [6] J. Sánchez, «Ecología verde,» 6 Febrero 2020. [En línea]. Available: <https://www.ecologiaverde.com/tipos-de-madera-caracteristicas-y-clasificacion-1223.html>.
- [7] R. Laborda Grima, D. Recalde Ruiz, R. Tolsa Martínez y N. Marqués Giménez, «Manual para la adquisición y manejo seguro de medios de trabajo,» Bogotá.
- [8] S. Fleming, «Manual de carpintería para principiantes,» 2021.
- [9] F. Group, «Felder Group,» Hammer, 17 julio 2020. [En línea]. Available: <https://www.felder-group.com/es-ec/productos/combinadas-de-5-operaciones-c1952/maquina-combinada-c3-41-p142828>. [Último acceso: 06 Agosto 2021].
- [10] M. M. S.A, «Maquinaria Madrid S.A,» 17 noviembre 2016. [En línea]. Available: <http://www.maquinariamadrid.com/docs/ficha%20escopleadora%20horizontal.pdf>. [Último acceso: 07 agosto 2021].
- [11] C. Torrijos, «Hurtado Maquinaria,» 8 Marzo 2019. [En línea]. Available: <https://hurtadomaquinaria.com/maquinaria-para-la-madera-la-tupi-un-basico-de-la-carpinteria>.
- [12] A. D. C. Camacho Ramírez y A. M. Guarín Escaño, «Estudio de factibilidad para la creación de un centro de afilado de herramientas y máquinas de corte industrial.,» Barranquilla, 2020.

- [13] A. Quiroga, A. García, D. Sánchez y J. Calizaya, «Maquinaria y equipos para la transformación primaria de la madera. equipos para mover y/o acarrear trozas de madera aserrada. equipos de corte: sierra principal, canteadora y despuntadora.» Perú, 2021.
- [14] R. Esquivel, «Revista Ferrepat,» 8 agosto 2017 . [En línea]. Available: <https://www.revista.ferrepat.com/herramientas/que-es-una-sierra-circular-tipos-y-funciones/>.
- [15] R. J. Ferdinand Beer, Mecánica de materiales, México: Mc-Graw-Hill, 2017.
- [16] R. G. Budynas, J. K. Nisbett y J. E. Shigley, Shigley's mechanical engineering design, vol. Tenth edition, New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- [17] T. Tecno, «Máquinas y Mecanismos,» 13 septiembre 2021. [En línea]. Available: http://www.tallertecno.com/Maquinas_y_mecanismos.pdf. [Último acceso: 30 septiembre 2021].
- [18] A. G. J. Alberto, Ergonomía Aplicada, Bogotá: ECOE Ediciones, 2010.
- [19] G. IBERmaq, «GRUPO IBERmaq,» 2014. [En línea]. Available: <http://ibermaq.es/tienda/es/discos-sierra-circular/326-disco-86330007230-sierra-circular-universal.html>. [Último acceso: 26 Septiembre 2021].
- [20] A. B. Okjava, Reduction of dustiness in sawing wood by universal circular saw, UDK Berlín: DRVNA INDUSTRIJA, 2006.
- [21] RUKO, «Direct INDUSTRY,» 2021. [En línea]. Available: <https://pdf.directindustry.es/pdf/ruko-gmbh-praezisionswerkzeuge/brocas-madera/64709-572728.html>. [Último acceso: 26 Septiembre 2021].
- [22] AliExpress, «AliExpress,» 2021. [En línea]. Available: <https://es.aliexpress.com/i/32850265144.html>. [Último acceso: 26 Septiembre 2021].
- [23] M. Galarza, «Diseño de una máquina fresadora CNC para mecanizado de prototipos de barcos en madera.» Guayaquil, 2015.
- [24] N. Saint-Gobain, «NORTON Saint-Gobain,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.nortonabrasives.com/es-cl/discos-de-lijas>. [Último acceso: 26 Septiembre 2021].
- [25] WEG, «Catálogo de motores eléctricos,» Brazil, 2021.

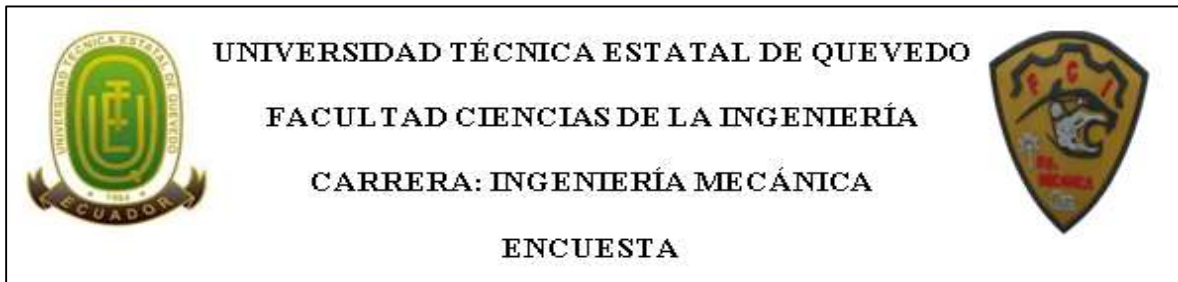
- [26] Ingemecánica, «Ingeniería, Consultoría y Formación,» [En línea]. Available: <https://ingeMECÁNICA.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>. [Último acceso: 26 Septiembre 2021].
- [27] DUNLOP, «Correas de transmisión industrial,» Buenos Aires, 2018.
- [28] FAG, «Rodamientos de bolas, rodamientos de rodillos,soportes y accesorios FAG,» España, 2017.
- [29] SKF, «Catalogo general de rodamientos.,» [En línea]. Available: <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-RLS%208>.
- [30] SKF, «LGHP 2,» 04 julio 2021. [En línea]. Available: <https://www.skf.com/co/products/lubrication-management/lubricants/high-performance-high-temperature>. [Último acceso: 20 noviembre 2021].
- [31] DIPAC, «Productos de acero,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.dipacmanta.com/tubos/tubos-estructurales/tubo-estructural-cuadrado-negro>. [Último acceso: 28 Septiembre 2021].
- [32] «ENGINEERSEEDGE,» 2021. [En línea]. Available: https://www.engineersedge.com/hardware/american_metric_washers_13733.htm. [Último acceso: 26 Septiembre 2021].
- [33] «TorqBolt,» 2021. [En línea]. Available: <https://torqbolt.com/asme-b18-6-7m-hex-head-machine-screws-dimensions-standards-specifications>. [Último acceso: 26 Septiembre 2021].
- [34] K. F. O. Ruiz, «Determinación de propiedades físicas,químicas y mecánicas de las especies cedrelinga cateniformis (chuncho), minquartia guianensis (guayacán pechiche), en la escuela superior politécnica de chimborazo.,» Riobamba, 2018.
- [35] I. y. proyectos, «adr formación,» 2017. [En línea]. Available: https://www.adrformacion.com/knowledge/ingeniería-y-proyectos/_que_es_solidworks_.html. [Último acceso: 12 Agosto 2021].
- [36] D. Town, «MINGDA,» MINGDA, 23 mayo 2019. [En línea]. Available: <http://woodwork-equipment.com.ar/3-1-automatic-hole-boring-machine-wood.html>. [Último acceso: 07 agosto 2021].
- [37] G. Bavaresco, «GABP Ingeniería,» 2019.

- [38] DUNLOP, «V-BELTS WRAPPED.,» 2021 [En línea]. Available: <http://dunloptransmissions.com>. [Último acceso: 14 Septiembre 2021].
- [39] D. L. A. Llive, «Diseño y simulación de una sierra circular de banco y fabricación de componentes seleccionados en torno de control numérico computarizado (cnc) modelo c420.,» Quito, 2017.

CAPÍTULO VII

ANEXOS

Anexo 1. Formato de encuesta.



Objetivo: Recolectar información acerca de requerimientos, aspectos de diversos talleres de ebanistería para la realización de tesis de grado.

CUESTIONARIO

Preguntas cerradas

1. ¿El espacio de trabajo que posee el taller es reducido?
Si No
2. ¿El costo de instalación de las diversas maquinarias que posee el taller es elevado?
Si No
3. ¿En ocasiones se pierde tiempo, por tanto, producción, esperando que se desocupe una máquina?
Si No
4. ¿Con la maquinaria que posee en el taller se abastece para todos los pedidos requeridos?
Si No
5. ¿Considera usted que pierde tiempo al pasar de una máquina de una función a otra?
Si No
6. ¿Las máquinas que posee el taller le brindan un alto grado de seguridad?
Si No
7. ¿Pierde tiempo al encontrar las herramientas de trabajo del taller?
Si No
8. ¿Cuándo usted termina de usar una herramienta, devuelve está a su lugar designado?
Si No

Preguntas abiertas

1. ¿Cuál es el monto económico para la adquisición de todas las máquinas unifuncionales necesarias en un taller de ebanistería?
2. ¿Cuáles cree usted que serían los factores óptimos de las máquinas multifuncional?
3. ¿Cree usted que la máquina multifuncional es de mayor utilidad respecto a varias unifuncionales?
4. ¿Qué maquinaria considera que hace falta en el taller de ebanistería?
5. ¿Qué máquina se utiliza con mayor frecuencia en el taller?
6. ¿Cuál considera usted que es una altura cómoda para trabajar en la máquina “sierra”?
7. ¿Cuál considera usted que es una altura cómoda para trabajar en la máquina “tupi de carpintería”?
8. ¿Cuál considera usted que es una altura cómoda para trabajar en la máquina “canteadora”?
9. ¿Cuál considera usted que es una altura cómoda para trabajar en la máquina “escopleadora”?
10. ¿Cuál es el espacio requerido para el correcto trabajo en la máquina “sierra”?
11. ¿Cuál es el espacio requerido para el correcto trabajo en la máquina “tupi de carpintería”?
12. ¿Cuál es el espacio requerido para el correcto trabajo en la máquina “canteadora”?
13. ¿Cuál es el espacio requerido para el correcto trabajo en la máquina “escopleadora”?
14. ¿Cuál es una característica importante que debe poseer la máquina “sierra”?
15. ¿Cuál es una característica importante que debe poseer la máquina “tupi de carpintería”?
16. ¿Cuál es una característica importante que debe poseer la máquina “canteadora”?
17. ¿Cuál es una característica importante que debe poseer la máquina “escopleadora”?

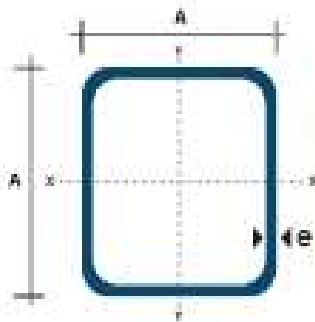
ELABORADO POR: AUTORES

Anexo 2. Catálogo de tubos cuadrados DIPAC.

TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales:

Norma:	NTE INEN 2415
Calidad:	SAE J403 1008
Acabado:	Acero negro o Galvanizado
Largo Normal:	4.00m y medidas especiales
Dimensiones:	Desde 20mm a 100mm
Espesores:	Desde 1.20mm a 5.00mm



Dimensiones		Área		Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ⁴
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.10	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.28
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.24
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.22
50	1.5	2.29	2.85	11.08	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94
50	3.0	4.48	5.61	21.20	8.48	1.91
50	3.0	3.66	4.74	21.26	7.09	2.09
60	3.0	5.42	6.81	35.06	11.69	2.34
75	2.0	4.52	5.74	50.47	13.86	2.87
75	3.0	6.71	8.41	71.54	19.08	2.82
75	4.0	8.59	10.85	88.98	24.00	2.87
100	2.0	6.17	7.74	122.88	24.66	3.89
100	3.0	9.17	11.41	176.66	36.39	3.84
100	4.0	12.13	14.95	236.09	49.22	3.89
100	5.0	14.40	18.36	270.57	54.11	3.84

FUENTE: DIPAC [30].

Anexo 3. Propiedades mecánicas del acero AISI 1018.

EJES

ACERO DE TRANSMISIÓN

Especificaciones Generales:

Norma: AISI 1018

Descripción: Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la dureza del núcleo no es muy importante.

Aplicaciones: Levas uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3.

Largo: 6 mts.




COMPOSICIÓN QUÍMICA				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0,20	0 - 0,25	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 05

DIMENSIONES
DIÁMETRO
3/8"
1/4"
5/8"
3/4"
7/8"
1"
1-1/4"
1-1/2"
1-3/4"
2"
2-1/4"
2-1/2"
2-3/4"

PROPIEDADES MECÁNICAS			
RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm ²)	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm ²)	Elongación % Min.	DUREZA ROCKWELL B
410 - 520	235	20	143

FUENTE: DIPAC [30].

Anexo 4. Especificaciones de motor WEG.

The image shows a WEG motor nameplate with the following specifications and logos:

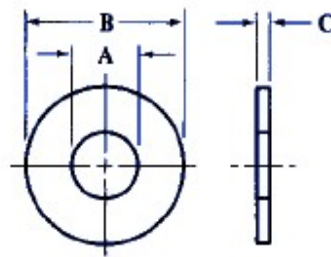
- Logos:** WEG, MADE IN BRAZIL, TRAP, CE, SA, LR 38324, and a serial number 1045321444.
- PH:** 1
- HP(kw):** 3.00(2.20)
- FR:** 112M
- V:** 110/220
- PF:** 0.75
- Hz:** 60
- A:** 36.00/18.00
- EFF%:** 75.0%
- RPM:** 1750
- SFA:** 48.00/24.00
- INS:** F
- ΔT:** 80 K
- SF:** 1.25
- DUTY:** CONT
- AMB:** 40 °C
- CODE:** K
- ENCL:** QDP

Vertical text on the right side of the nameplate reads "LOW".

WARNING - MOTOR MUST BE GROUNDED IN ACCORDANCE WITH NATIONAL ELECTRICAL CODES TO PREVENT SERIOUS INJURY OR DEATH.

ELABORADO POR: AUTORES

Anexo 5. Selección de arandelas planas.



American Metric Washers ANSI B18.22M Size Table

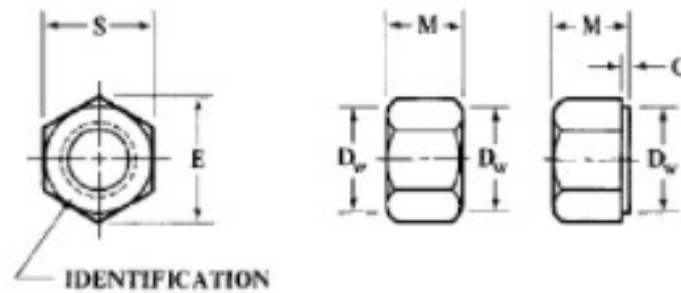
American National Standard Metric Plain Washers

Washer Size _a	Washer Series	Inside Diameter <i>A</i>		Outside Diameter <i>B</i>		Thickness <i>C</i>	
		Max	Min	Max	Min	Max	Min
		8	Narrow	9.12	8.90	18.80 b	18.37 b
	Regular	9.12	8.90	25.40 b	24.48 b	2.30	1.60
	Wide	9.12	8.90	32.00	31.38	2.80	2.00
	Narrow	11.12	10.85	20.00	19.48	2.30	1.60
10	Regular	11.12	10.85	28.00	27.48	2.80	2.00
	Wide	11.12	10.85	39.00	38.38	3.50	2.50
	Narrow	13.57	13.30	25.40	24.88	2.80	2.00
12	Regular	13.57	13.30	34.00	33.38	3.50	2.50
	Wide	13.57	13.30	44.00	43.38	3.50	2.50

FUENTE: ENGINEERSEGE [31].

Anexo 6. Selección de tuercas hexagonales métricas.

Tuercas hexagonales métricas estándar nacional estadounidense, estilos 1 y 2



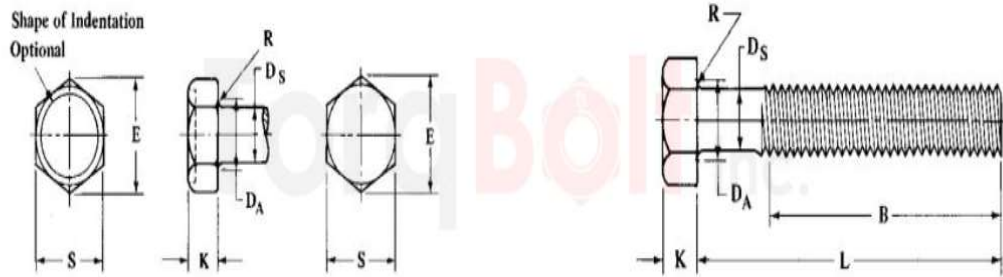
ANSI / ASME B18.2.4.1M y B18.2.4.2M

Tuercas hexagonales métricas - Estilo 1									
Diámetro nominal de la tuerca y paso del hilo	Ancho entre planos, <i>S</i>		Ancho a través de las esquinas, <i>E</i>		Espesor, <i>M</i>		Diámetro de la cara del rodamiento, <i>D_w</i>	Espesor de la cara de la arandela, <i>C</i>	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Min	Max	Min
M1.6 × 0.35	3,20	3,02	3.70	3,41	1,30	1.05	2.3
M2 × 0,4	4,00	3,82	4.62	4.32	1,60	1,35	3.1
M2,5 × 0,45	5,00	4.82	5.77	5.45	2,00	1,75	4.1
M3 × 0,5	5.50	5.32	6,35	6.01	2,40	2.15	4.6
M3,5 × 0,6	6,00	5,82	6,93	6.58	2,80	2,55	5.1
M4 × 0,7	7.00	6,78	8.08	7,66	3,20	2,90	6.0
M5 × 0,8	8.00	7,78	9.24	8,79	4,70	4,40	7.0
M6 × 1	10.00	9,78	11.55	11.05	5,20	4,90	8,9
M8 × 1,25	13.00	12,73	15.01	14.38	6,80	6,44	11,6
M10 × 1,5	15.00	14,73	17.32	16,64	9.1	8.7	13,6	0,6	0,3

FUENTE: ENGINEERSEGE [31].

Anexo 7. Selección de tornillos de cabeza hexagonal.

ASME B18.6.7m Hex Head Machine Screws



Nominal Screw Size and Thread Pitch	DS		SA		EA	K		DA
	Body Diameter		Hex Width Across Flats		Hex Width Across Corners	Head Height		Underhead Fillet Transition Dia
	Max	Min	Max	Min	Min	Max	Min	Max
ASME B18.6.7M - M2 × 0.4	2	1.65	3.2	3.02	3.38	1.6	1.3	2.6
ASME B18.6.7M - M2.5 × 0.45	2.5	2.12	4	3.82	4.28	2.1	1.8	3.1
ASME B18.6.7M - M3 × 0.5	3	2.58	5	4.82	5.4	2.3	2	3.6
ASME B18.6.7M - M3.5 × 0.6	3.5	3	5.5	5.32	5.96	2.6	2.3	4.1
ASME B18.6.7M - M4 × 0.7	4	3.43	7	6.78	7.59	3	2.6	4.7
ASME B18.6.7M - M5 × 0.8	5	4.36	8	7.78	8.71	3.8	3.3	5.7
ASME B18.6.7M - M6 × 1	6	5.21	10	9.78	10.95	4.7	4.1	6.8
ASME B18.6.7M - M8 × 1.25	8	7.04	13	12.73	14.26	6	5.2	9.2
ASME B18.6.7M - M10 × 1.5	10	8.86	16	15.73	17.62	7.5	6.5	11.2

FUENTE: TORQBOLT [32].

Anexo 8. Especificaciones de bandas tipo A.

A - SECTION				
Part No	Outside Length (mm)	Pitch Length (mm)	Inside Length (mm)	Inside Length (in)
A33-1/2	901	881	851	33.5
A33-3/4	907	887	857	33.75
A34	914	894	864	34
A34-1/2	926	906	876	34.5
A35	939	919	889	35
A35-1/2	952	932	902	35.5
A36	964	944	914	36
A36-1/2	977	957	927	36.5
A37-1/2	1003	983	953	37.5
A37-1/4	996	976	946	37.25
A38	1015	995	965	38
A38-1/2	1028	1008	978	38.5
A39	1041	1021	991	39
A39-1/2	1053	1033	1003	39.5
A40	1066	1046	1016	40
A40-1/2	1079	1059	1029	40.5
A41	1091	1071	1041	41

FUENTE: DUNLOP.

Anexo 9. Propiedades mecánicas madera guayacán pechiche.

Guayacán Pechiche	Madera Seca	
	Esfuerzo Mínimo (Kg/cm²)	Esfuerzo Promedio (Kg/cm²)
Compresión Paralela	394,80	465,91
Compresión Perpendicular	239,75	231,83
Tracción Paralela	1017,12	1144,15
Tracción Perpendicular	22,60	26,52
Corte	29,93	38,35
Flexión	534,85	627,63

FUENTE: KARLA OCAÑA [33].

Anexo 10. Formato protocolo de pruebas.

PROTOCOLO DE PRUEBAS				
MÁQUINA MULTIFUNCIONAL PARA EL PROCESADO DE MADERA				
EMPRESA:				
VERIFICADOR:				
FECHA:				
LUGAR:				
PRUEBA	ELEMENTO	FUNCIONAMIENTO		
		Bueno	Regular	Malo
Verificación de los componentes principales	Motor eléctrico			
	Chumaceras			
	Ejes			
	Disco de sierra			
	Fresa tupi			
	Disco de lija			
	Disco afilar cuchillas			
	Choque de broca			
COMPARACIÓN MEDIDAS DE LOS PLANOS Y EL PROTOTIPO				
DESCRIPCIÓN	PLANOS (mm)	PROTOTIPO (mm)	ACEPTADO	RECHAZADO
Mesa de trabajo	1100 x 1220			

Altura mesa de trabajo	825		
Distancia entre ejes	267		
PRUEBAS SIERRA CIRCULAR			
CORTE PARA DIFERENTES MADERAS			
MADERA	ACEPTADO	RECHAZADO	
Teca			
Guayacán Blanco			
Laurel			
Fernán Sánchez			
CORTE DE DIFERENTES ESPESORES			
ESPESOR	ACEPTADO	RECHAZADO	
4(cm)			
6(cm)			
10(cm)			
PRUEBAS CANTEADORA (DISCO DE LIJA)			
LIJADO PARA DIFERENTES MADERAS			
MADERA	ACEPTADO	RECHAZADO	
Teca			
Guayacán Blanco			
Laurel			
Fernán Sánchez			
LIJADO DIFERENTES ESPESORES			
ESPESOR	ACEPTADO	RECHAZADO	
4(cm)			
6(cm)			
10(cm)			

PRUEBAS ESCOPLEADORA		
PERFORACIONES PARA DIFERENTES MADERAS		
MADERA	ACEPTADO	RECHAZADO
Teca		
Guayacán Blanco		
Laurel		
Fernán Sánchez		
PERFORACIONES EN DIFERENTES PROFUNDIDADES		
PROFUNDIDAD DE AGUJERO	ACEPTADO	RECHAZADO
3 (cm)		
5 (cm)		
7 (cm)		
PRUEBAS TUPI DE BANCO		
CORTE PARA DIFERENTES MADERAS		
MADERA	ACEPTADO	RECHAZADO
Teca		
Guayacán Blanco		
Laurel		
Fernán Sánchez		
PRUEBAS AFILADOR DE CUCHILLAS		
AFILADO DIFERENTES CUCHILLAS		
DESCRIPCIÓN	ACEPTADO	RECHAZADO
Fresa router		
Fresa tupi de banco		
Brocas		
Disco de sierra		
CONCLUSIONES:		

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES:	Se aprueba el prototipo	
	SI	NO
Firma Verificador		

ELABORADO POR: AUTORES

Anexo 11. Resultado protocolo de pruebas.

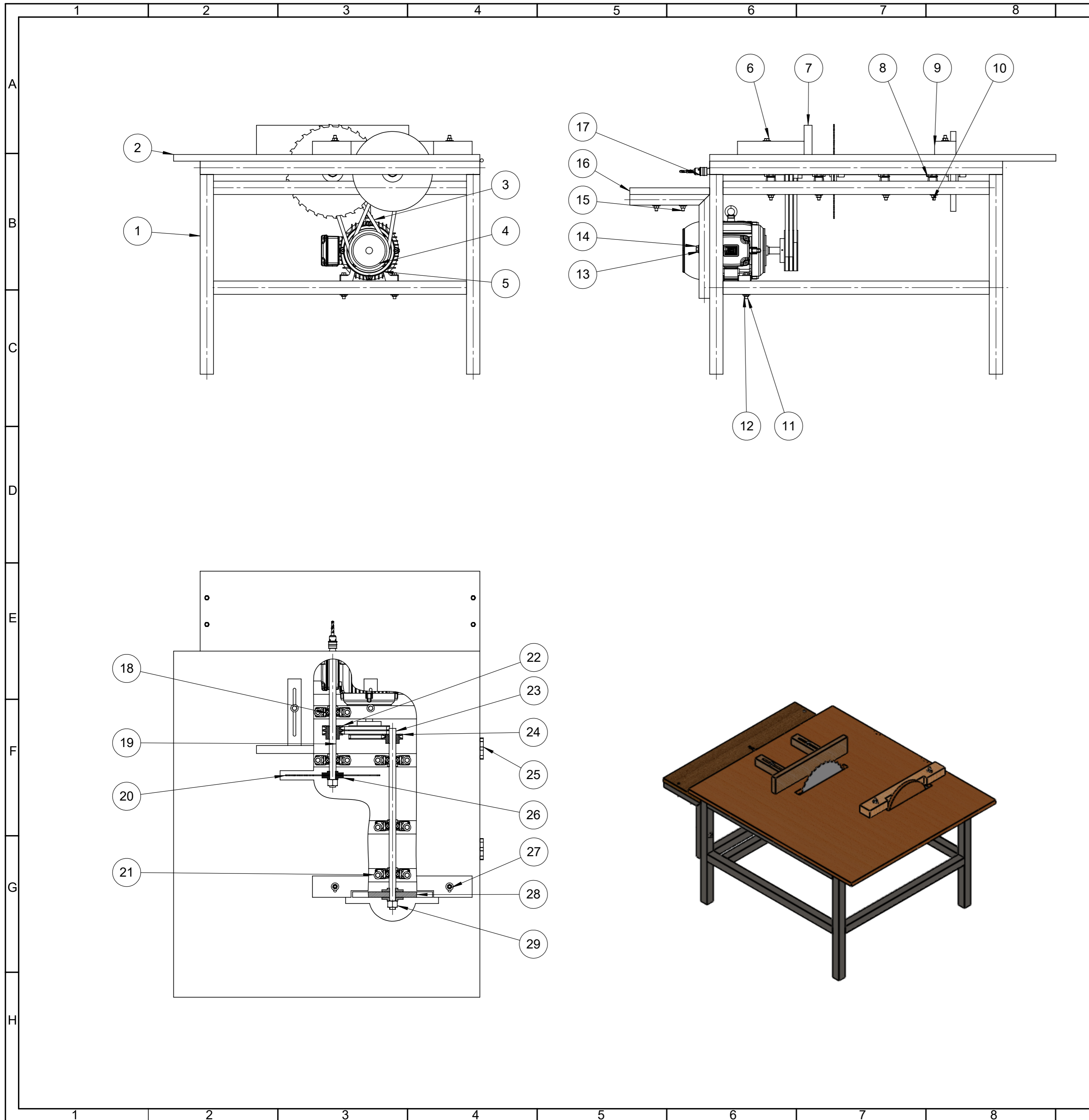
PROTOCOLO DE PRUEBAS				
MÁQUINA MULTIFUNCIONAL PARA EL PROCESADO DE MADERA				
EMPRESA:	<i>Carnocúa y Electricidad Zambrano.</i>			
VERIFICADOR:	<i>Mauricio Zambrano Macías</i>			
FECHA:	<i>25/09/2021</i>			
LUGAR:	<i>El Empalme</i>			
PRUEBA	ELEMENTO	FUNCIONAMIENTO		
		Bueno	Regular	Malo
Verificación de los componentes principales	Motor eléctrico	✓		
	Chumaceras	✓		
	Ejes	✓		
	Disco de sierra	✓		
	Fresa tupi	✓		
	Disco de lija	✓		
	Disco afilar cuchillas	✓		
	Choque de broca	✓		
COMPARACIÓN MEDIDAS DE LOS PLANOS Y EL PROTOTIPO				
DESCRIPCIÓN	PLANOS (mm)	PROTOTIPO (mm)	ACEPTADO	RECHAZADO
Mesa de trabajo	1100x1220	<i>1100 x 1230</i>	✓	
Altura mesa de trabajo	825	<i>830</i>	✓	
Distancia entre ejes	267	<i>260</i>	✓	

PRUEBAS SIERRA CIRCULAR		
CORTE PARA DIFERENTES MADERAS		
MADERA	ACEPTADO	RECHAZADO
Teca	✓	
Guayacán Blanco	✓	
Laurel	✓	
Fernán Sánchez	✓	
CORTE DE DIFERENTES ESPESORES		
ESPESOR	ACEPTADO	RECHAZADO
4(cm)	✓	
6(cm)	✓	
10(cm)	✓	
PRUEBAS CANTEADORA (DISCO DE LIJA)		
LIJADO PARA DIFERENTES MADERAS		
MADERA	ACEPTADO	RECHAZADO
Teca	✓	
Guayacán Blanco	✓	
Laurel	✓	
Fernán Sánchez	✓	
LIJADO DIFERENTES ESPESORES		
ESPESOR	ACEPTADO	RECHAZADO
4(cm)	✓	
6(cm)	✓	
10(cm)	✓	
PRUEBAS ESCOPLEADORA		
PERFORACIONES PARA DIFERENTES MADERAS		
MADERA	ACEPTADO	RECHAZADO
Teca	✓	
Guayacán Blanco	✓	
Laurel	✓	
Fernán Sánchez	✓	

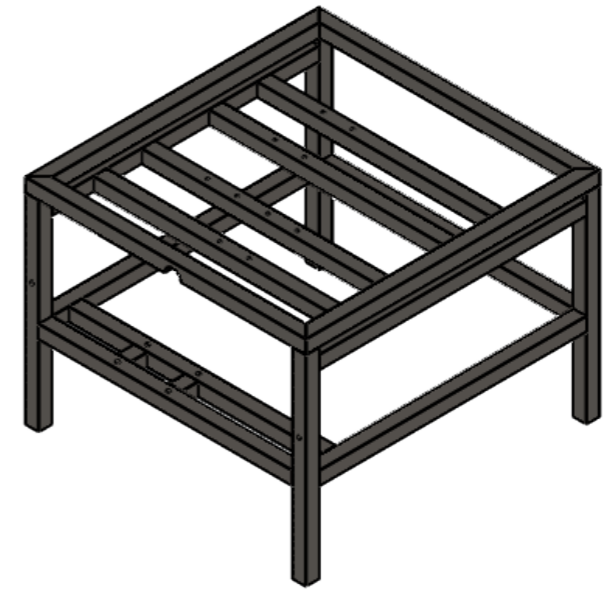
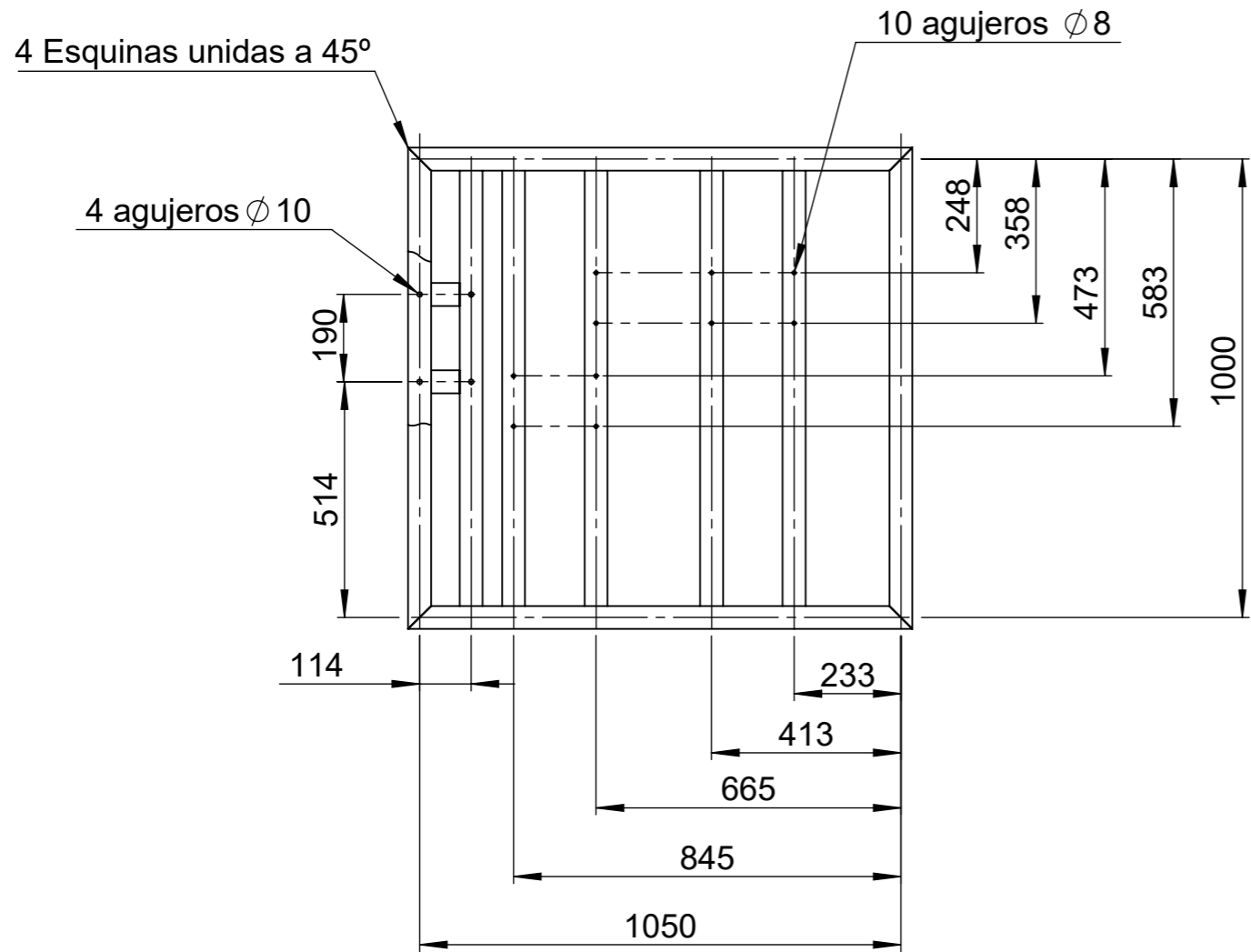
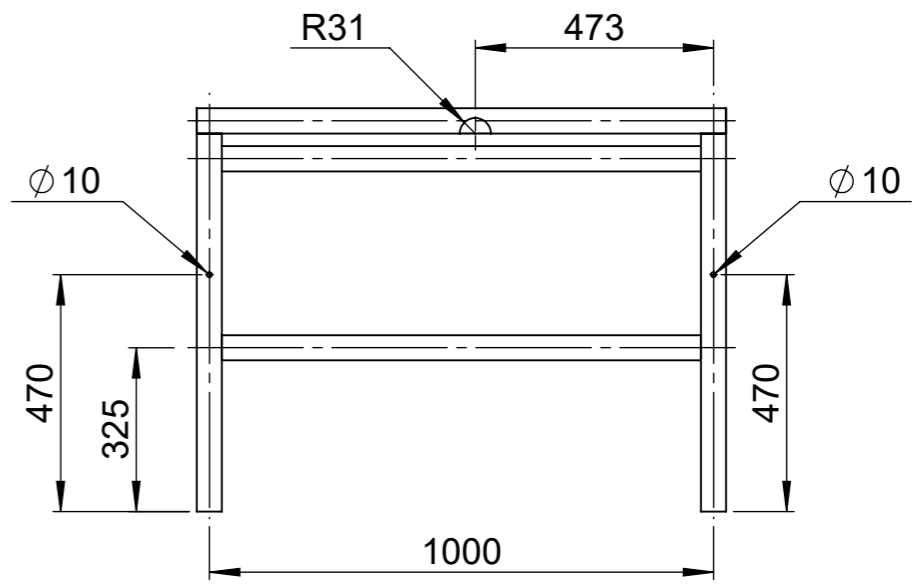
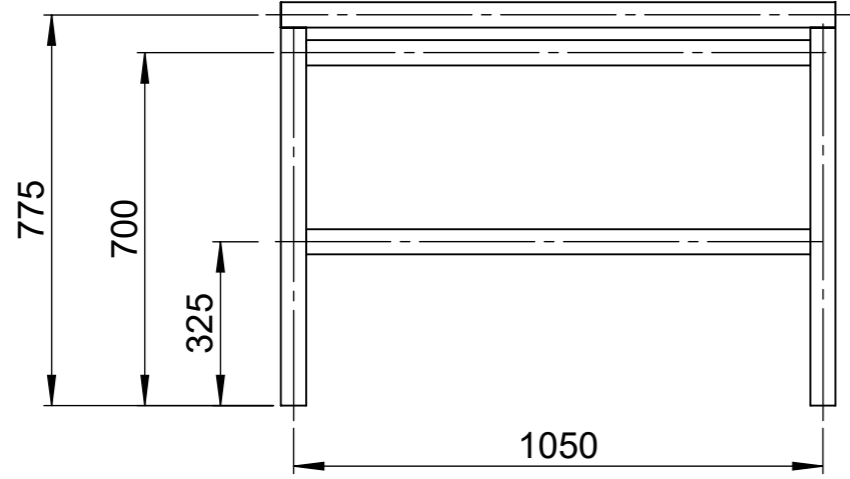
PERFORACIONES EN DIFERENTES PROFUNDIDADES			
PROFUNDIDAD DE AGUJERO	ACEPTADO	RECHAZADO	
3 (cm)	✓		
5 (cm)	✓		
7 (cm)	✓		
PRUEBAS TUPI DE BANCO			
CORTE PARA DIFERENTES MADERAS			
MADERA	ACEPTADO	RECHAZADO	
Teca	✓		
Guayacán Blanco	✓		
Laurel	✓		
Fernán Sánchez	✓		
PRUEBAS AFILADOR DE CUCHILLAS			
AFILADO DIFERENTES CUCHILLAS			
DESCRIPCIÓN	ACEPTADO	RECHAZADO	
Fresa router	✓		
Fresa tupi de banco	✓		
Brocas	✓		
Disco de sierra	✓		
CONCLUSIONES:			
<i>Me parece una buena máquina, en óptimas condiciones para trabajar en un taller.</i>			
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES: <i>Sería mejor optar por mandriles aunque implica costos.</i>		Se aprueba el prototipo	
		SI	NO
		✓	
Firma Verificador			

ELABORADO POR: AUTORES

Anexo 12. Planos.



No. de orden	No. de piezas	Denominación	No. de norma o dibujo	Descripción
1	1	Estructura	2	
2	1	Tablero	3	
3	3	Banda en V	SAE J636	Banda en v de 41 pulgadas exterior
4	1	Polea 4 in 3 ranuras	4	
5	1	Motor		Motor eléctrico marca WEG, monofásico de 3hp, Voltaje: 110/220 V
6	4	Perno- Hex bolt M10 x 1.5 x 100 --26C	ANSI/ASME B18.2.3.5M	
7	1	Guía de de sierra	5	
8	7	Prisionero		Tornillo prisionero Plano Acero Inoxidable Hexagonal M5 x 5mm Tornillo prisionero
9	1	Guía de tupi	6	
10	10	Perno - Hex bolt M10 x 1.5 x 90 --26C	ASME B18.2.4.1M	
11	4	Perno - M10 x 1.5 x 90 Plain HHMS --38C	ANSI/ASME B18.6.7M	
12	4	Tuerca-Hex jam nut, M10 x1.5, with 16mm WAF--D-C	ANSI/ASME B18.2.4.5M	
13	2	Soporte de escolpeadora	7	
14	1	Perno - Heavy hex screw, M12 x 1.75 x 110 --30N	ANSI/ASME B18.2.3.3M	
15	4	Perno- Hex bolt M10 x 1.5 x 80 --26C	AISI/ASME B18.2.4.1M	
16	1	Base de escolpeadora	8	
17	1	Portabrocas		Choque para taladrado 5/8"
18	5	Rodamiento		Fabricante SKF, tipo-SY 25 FM
19	1	Mandril 50cm	9	
20	1	Disco de sierra		Diámetro 355mm, espeso 3.2, 30 dientes
21	44	Arandela Plain washer, 10 mm, regular	ANSI/ASME B18.2.2M	
22	1	Polea 2 05 in 2 ranuras	10	
23	1	Mandril 70cm	11	
24	1	Polea 2 05 in 1 ranura	12	
25	2	Bisagra		RS PRO giro libre de Acero inoxidable, dimensiones 100mm x 80mm x 3mm
26	4	Tapa mandril	13	
27	20	Tuerca - Hex nut, Style 1, M10 x 1.5, with 16mm WAF --D-C	ANSI/ASME B18.2.4.1M	
28	1	Disco de lija	14	
29	2	Tuerca - Heavy hex nut, M22 x 2.5 --D-C	ASME B18.2.4.1M	
		Tolerancia	Peso	Materiales: VARIOS
		±1	127891.37 gr	
		Fecha	Nombre	Denominación: MAQUINA MULTIFUNCIONAL
		Dib. 15/09/2021	R.R-J.S	Escala: 1:10
		Rev. 15/09/2021	Ing. Daniel Zapata	
		Apro. 15/09/2021	Ing. Daniel Zapata	
		UTEQ		Número del dibujo: 1 de 14
				Número de piezas: 1



NOTA: Todos los elementos son perfiles estructurales cuadrados de 5cm con un espesor de 2mm, soldados entre si.

				Tolerancia ±1	Peso 53759.22 gr	Materiales: ASTM A36 ACERO	
						Denominación: ESTRUCTURA	Escala: 1:20
				Fecha 25/09/2021	Nombre R.R.J.S		
				Rev. 25/09/2021	Ing. Daniel Zapata		
				Apro. 25/09/2021	Ing. Daniel Zapata		
				UTEQ		Número del dibujo: 2 de 14	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Número de piezas: 1	

1

2

3

4

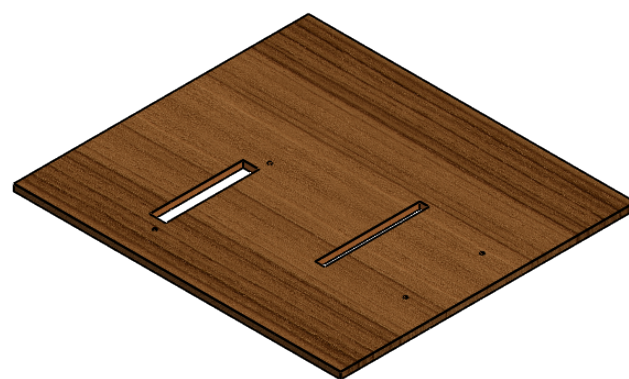
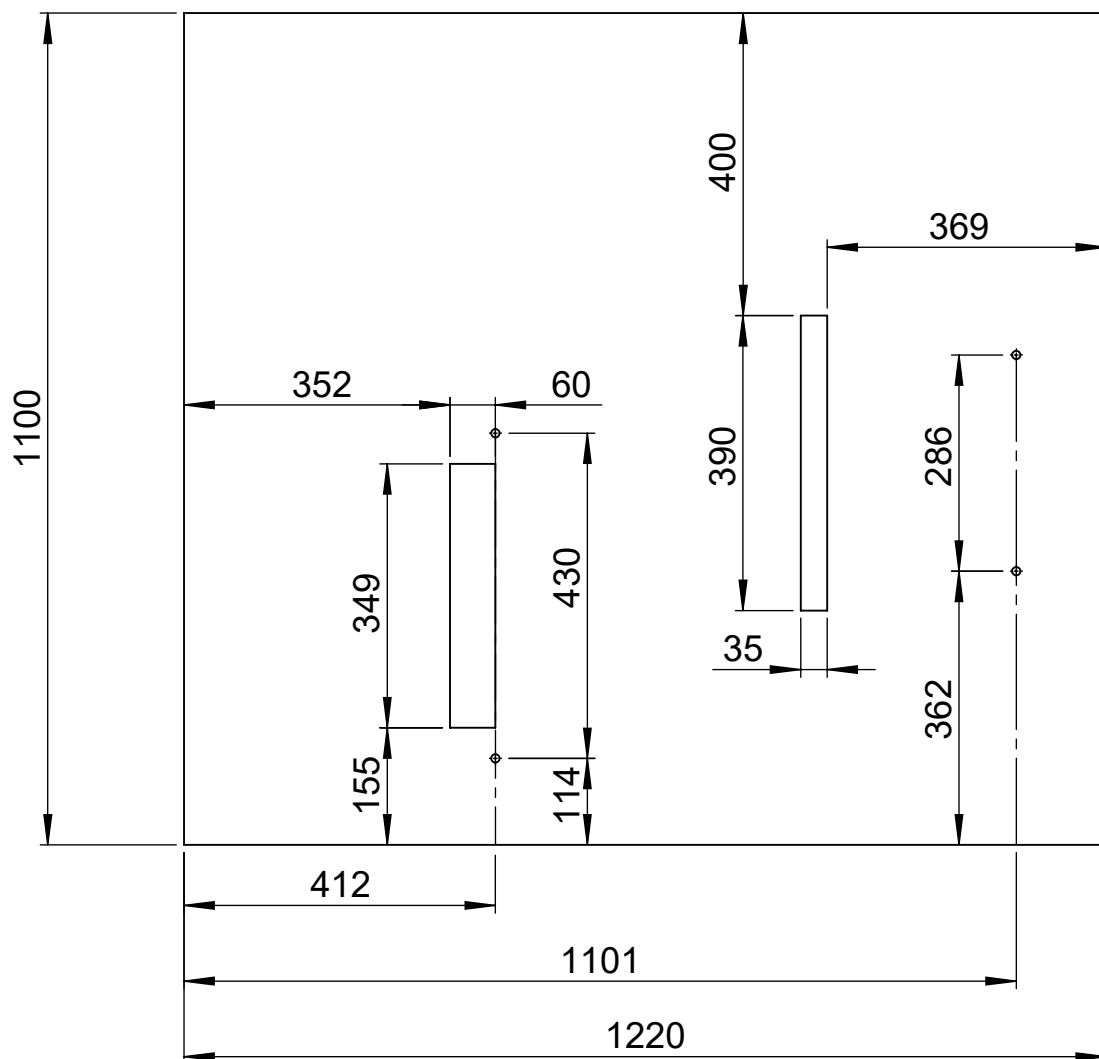
A

B

C

D

E



Nota: 4 agujeros de $\phi 11$ pasante.

Espesor de tablero $e = 25\text{mm}$.

				Tolerancia	Peso	Material:	PECHICHE
				± 1	14834.79 gr		
				Fecha	Nombre	Título:	TABLERO
				Dib: 25/09/2021	R.R-J.S		
				Rev: 25/09/2021	Ing. Daniel Zapata		
				Apro: 25/09/2021	Ing. Daniel Zapata		Escala: 1:10
				UTEQ		Número de lámina:	3 de 14
						Número de piezas:	
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			Registro: 	

1

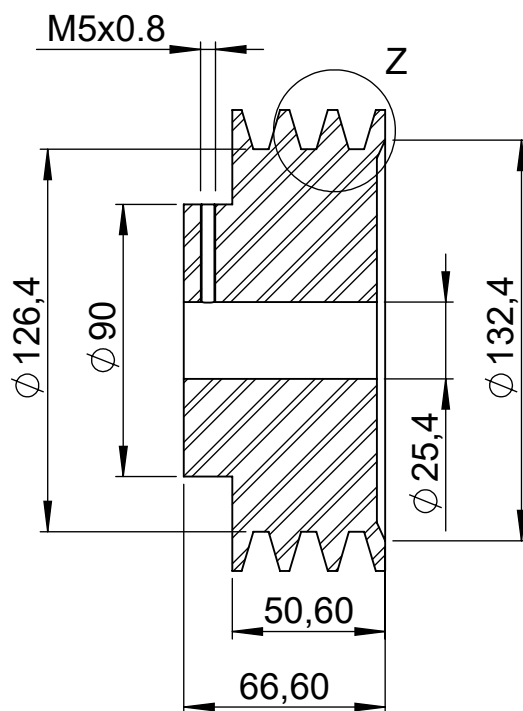
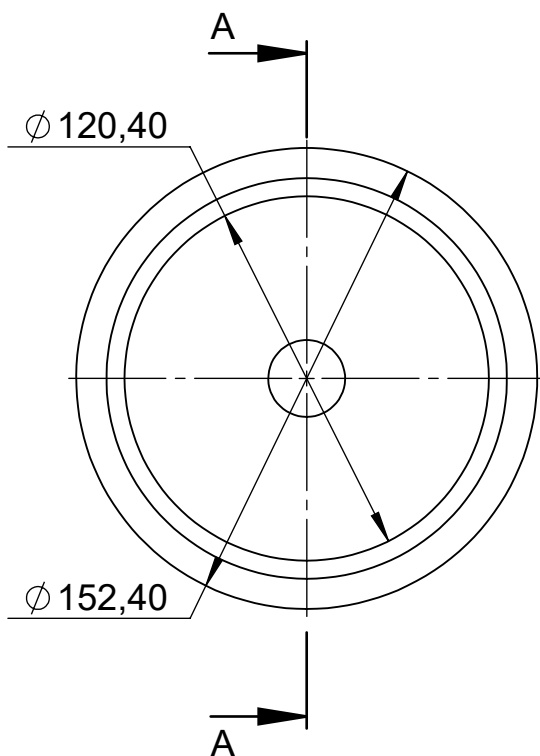
2

3

4

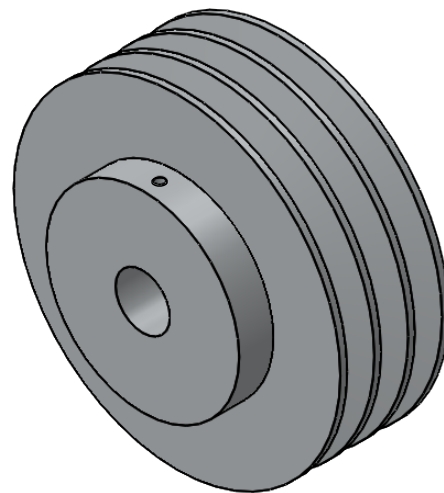
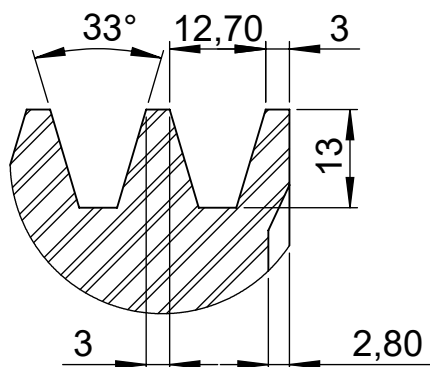
N5

CORTE A-A



DETALLE Z
ESCALA 1 : 1

VISTA ISOMÉTRICA



NOTA: Todas las ranuras son iguales.

				Tolerancia ± 1	Peso 2169.91 gr	Material: ALUMINIO	
						Título: POLEA 4 IN-3 RANURAS	Escala: 1:2.5
				Fecha	Nombre		
				Dib: 25/092021	R.R-J.S		
				Rev: 25/092021	Ing. Daniel Zapata		
				Apro: 25/092021	Ing. Daniel Zapata		
				UTEQ		Número de lámina: 4 de 14	Registro:
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			Número de piezas: 1	

1

2

3

4

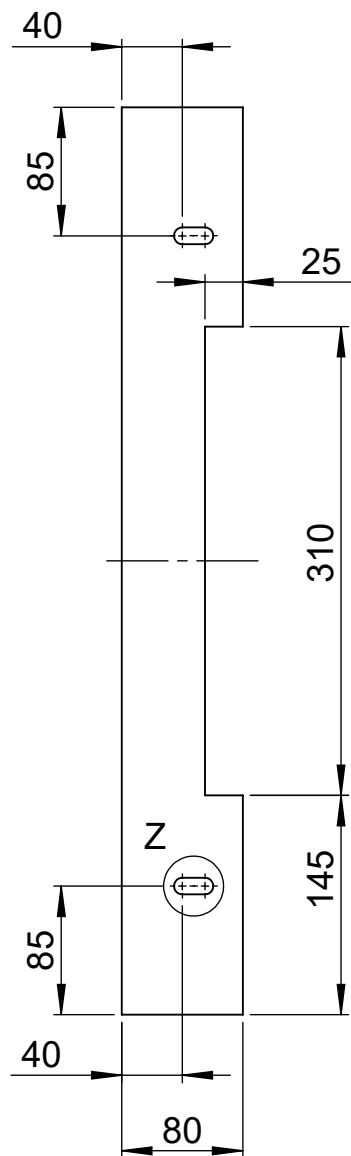
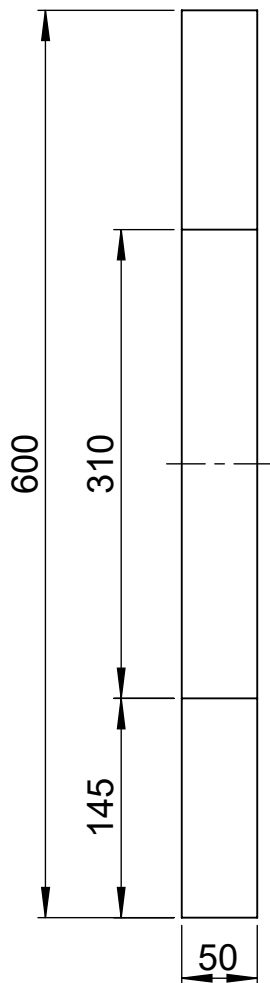
A

B

C

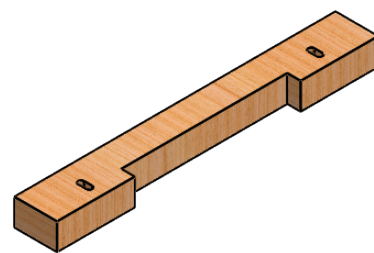
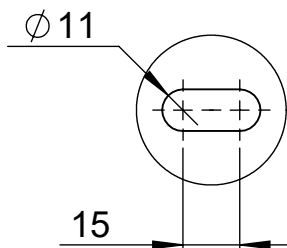
D

E



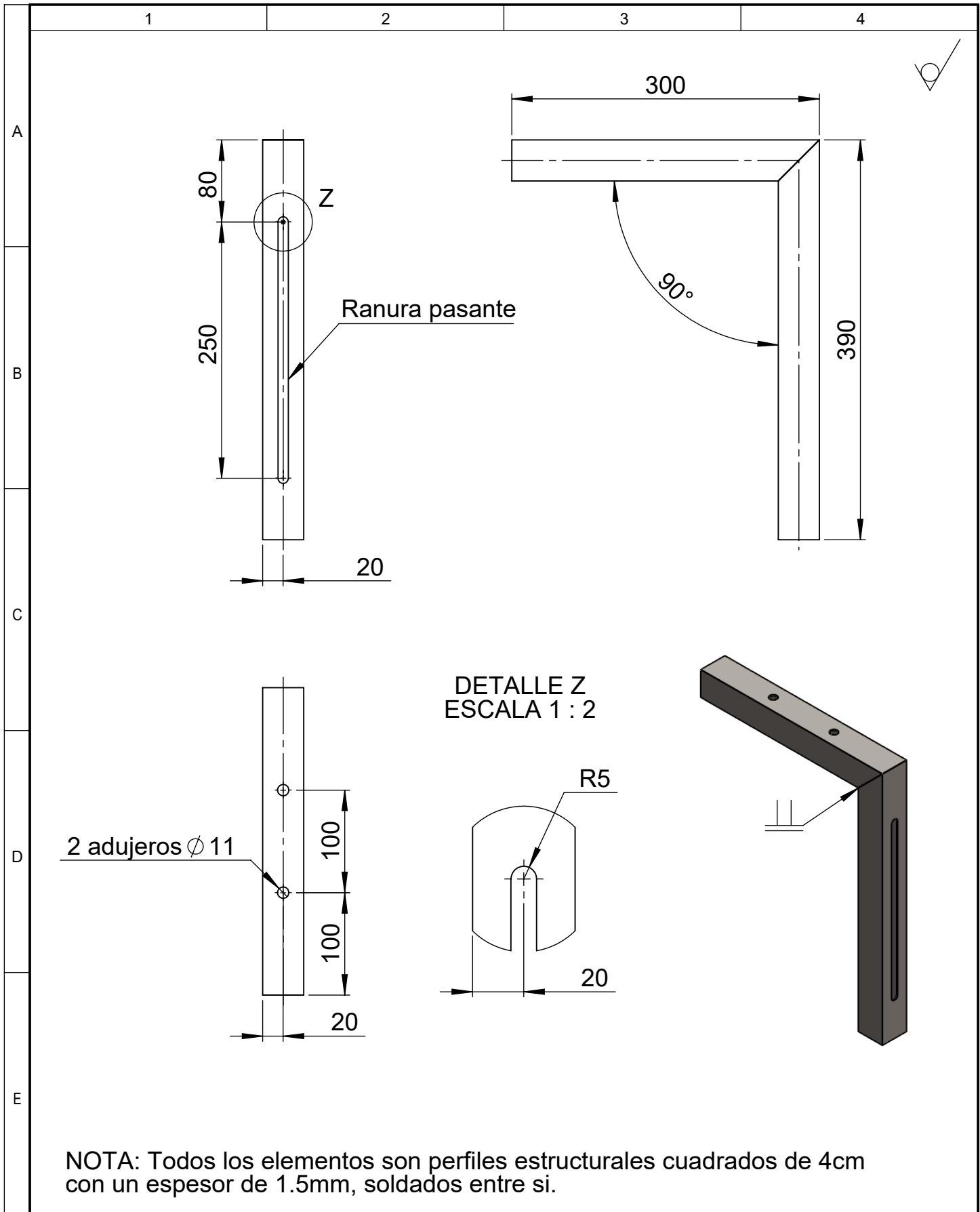
N5

DETALLE Z
ESCALA 1 : 2



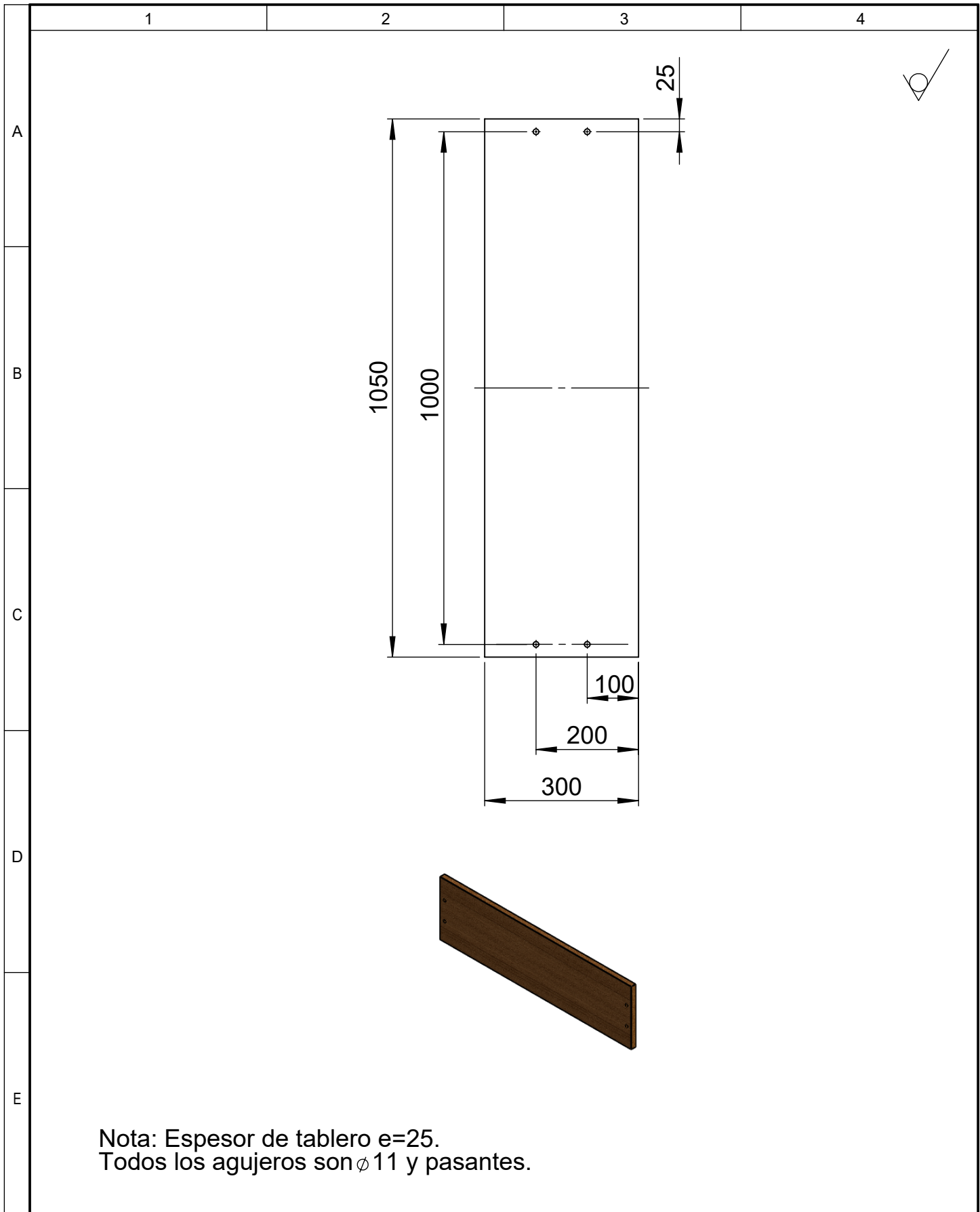
Nota: Las dos ranuras son pasantes e iguales

				Tolerancia ±1	Peso 933.65 gr	Material: CEDRO	
						Título: GUÍA DE TUPÍ	Escala: 1:5
				Dib:	25/09/2021		R.R-J.S
				Rev:	25/09/2021		Ing. Daniel Zapata
				Apro:	25/09/2021		Ing. Daniel Zapata
				UTEQ		Número de lámina: 6 de 14	Registro:
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			Número de piezas: 1	



NOTA: Todos los elementos son perfiles estructurales cuadrados de 4cm con un espesor de 1.5mm, soldados entre si.

				Tolerancia ±1	Peso 1113.48 gr	Material: ASTM A36 ACERO	
						Escala: 1:5	
				Fecha	Nombre	Título: SOPORTE-ESCOPLEADORA	
				Dib: 28/09/2021	R.R-J.S		
				Rev: 28/09/2021	Ing. Daniel Zapata		
				Apro: 28/09/2021	Ing. Daniel Zapata		
				UTEQ		Número de lámina: 7 de 14	
						Número de piezas: 2	
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			Registro: 	



Nota: Espesor de tablero e=25.
 Todos los agujeros son $\phi 11$ y pasantes.

				Tolerancia ± 1	Peso 5977.78 gr	Material: PECHICHE	
				Fecha	Nombre	Titulo: BASE-ESCOLPEADORA	Escala: 1:10
				Dib: 27/09/2021	R.R-J.S		
				Rev: 27/09/2021	Ing. Daniel Zapata		
				Apro: 27/09/2021	Ing. Daniel Zapata	Número de lámina: 8 de 14	Registro:
				UTEQ			
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			Número de piezas:	1

1

2

3

4

N5

A

M22x1.5

DETALLE Z
ESCALA 1 : 1

B

60

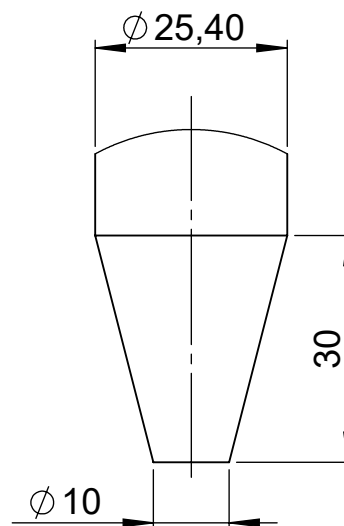
40

 $\phi 22 \pm 1$

C

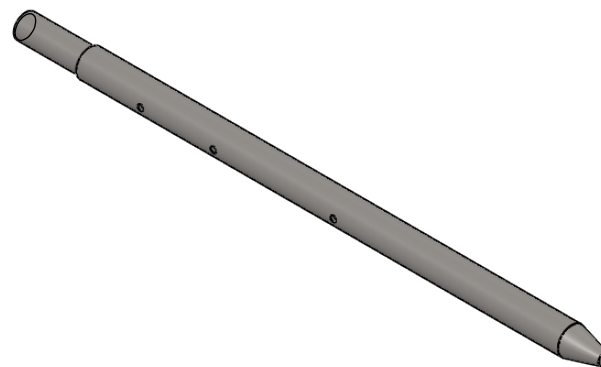
540

112



D

210



E

30

 $\phi 25,40$ Nota: 3 Agujeros no acotados $\phi 5 \times 2$ de profundidad.

				Tolerancia ± 1	Peso 2035.47 gr	Material: AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Título: MANDRIL 50cm	Escala: 1:2.5
				Dib: 27/09/2021	R.R-J.S		
				Rev: 27/09/2021	Ing. Daniel Zapata		
				Apro: 27/09/2021	Ing. Daniel Zapata	Número de lámina: 9 de 14	Registro:
Edición	Modificación	Nombre	Fecha	UTEQ		Número de piezas: 1	

1

2

3

4

N5

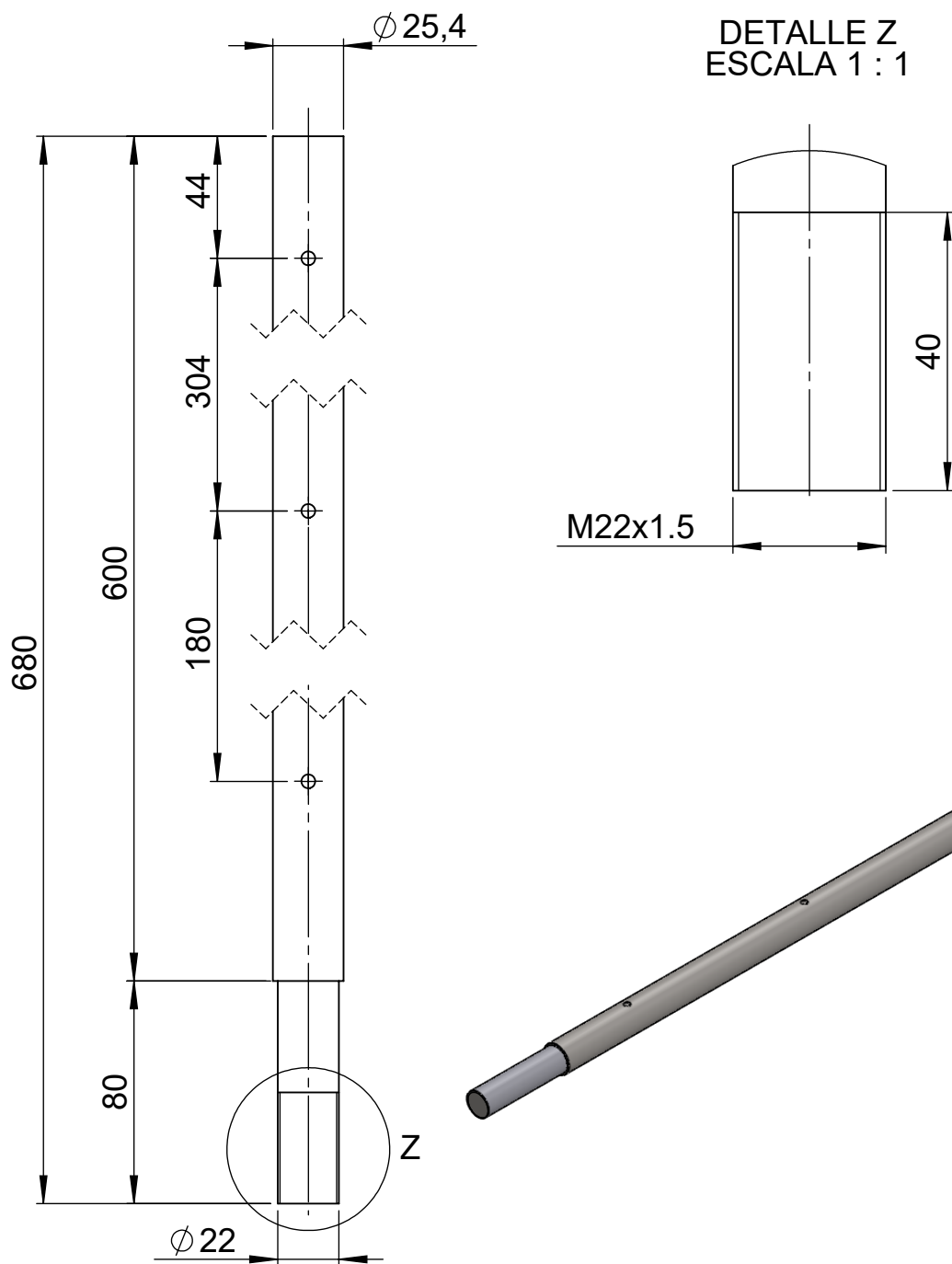
A

B

C

D

E



Nota: 3 Agujeros no acotados ϕ 5 x 2 de profundidad.

				Tolerancia ± 1	Peso 2631.71 gr	Material: AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Título: MANDRIL 70cm	Escala: 1:2.5
			Dib:	27/09/2021	R.R-J.S		
			Rev:	27/09/2021	Ing. Daniel Zapata		
				Apro:	27/09/2021	Ing. Daniel Zapata	
				UTEQ		Número de lámina: 11 de 14	Registro:
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			Número de piezas: 1	

1

2

3

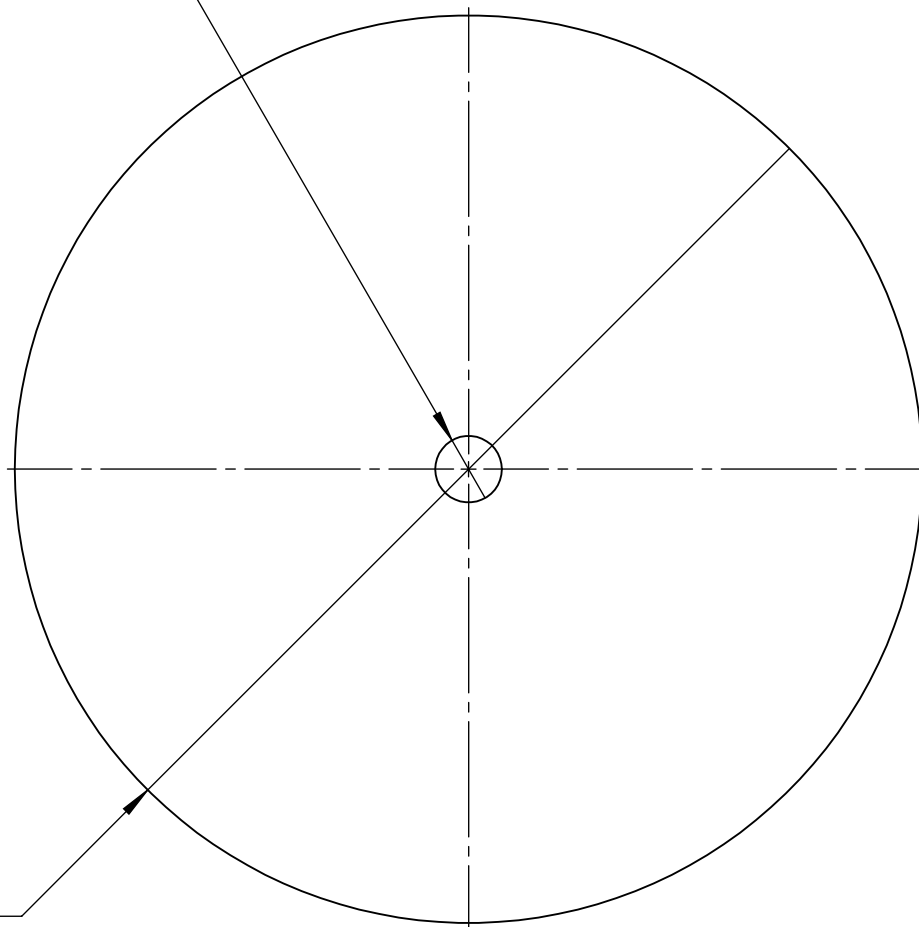
4

A

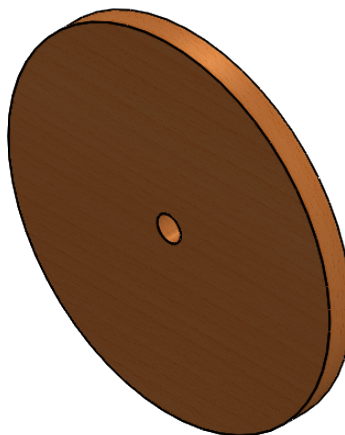
Agujero $\phi 22$ pasante

B

C

 $\phi 300$

D



E

Nota: Espesor del disco $e=20$

				Tolerancia ± 1	Peso 781.10 gr	Material: CONTRACHAPADO	
					Fecha	Nombre	Título: SOPORTE DE DISCO DE LIJA
				Dib:	25/09/2021	R.R-J.S	
				Rev:	25/09/2021	Ing. Daniel Zapata	
				Apro:	25/09/2021	Ing. Daniel Zapata	Escala: 1:2.5
				UTEQ		Número de lámina: 14 DE 14	Registro:
Edición	Modificación	Nombre	Fecha			Número de piezas: 1	