



# ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



## FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

### DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA SIERRA CIRCULAR DE BANCO Y FABRICACIÓN DE COMPONENTES SELECCIONADOS EN TORNO DE CONTROL NUMÉRICO COMPUTARIZADO (CNC) MODELO C420

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO

AYALA LLIVE DIANA LETICIA  
diana.ayala@epn.edu.ec

DIRECTOR:  
Ing. Cesén Arteaga Mario M.Sc.  
mario.cesen@epn.edu.ec

Quito, diciembre 2017

## CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **Diana Leticia Ayala Llive**, bajo mi supervisión.

---

Ing. Mario Cesén Arteaga M.Sc.

**DIRECTOR DE PROYECTO**

## DECLARACIÓN

Yo, **Diana Leticia Ayala Llive**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito 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.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

---

Diana Leticia Ayala Llive

## DEDICATORIA

A la memoria de mi padre, el Dr. Jaime Ayala Mazón.

A pesar de que no te encuentras en este plano, sé que tu mano me sostiene hasta que finalice también mi viaje por esta vida. Mi único primer gran amor.

A mi madre, la Dra. Mercedes Llive.

A mi hermanito, David Ayala.



## AGRADECIMIENTO

A mamita Mercedes, por ser más que un apoyo, una presión constante en mi vida, recordándome que todo es perfectible, por eso te amo.

A mi hermanito David, por siempre ser el dulce y la sal de mis días, lo mejor de mi vida, gracias por tu sonrisa que lo justifica todo.

A mis tíos Carlos, Francisco, Pablo, Fernando, David, por inculcarme el amor por la poli y por la ingeniería.

A mi tía Mariana, gracias por tu apoyo desde el inicio de todo esto de la investigación y por ser mi mamá en muchas ocasiones.

A mi tío Diego y a mi tía Mónica, gracias por su paciencia, amor y apoyo.

A mi abuelita Edelina Mazón, por regalarme a mi amado padre.

A mi bolita María Cristina Calderón, porque buscamos juntas más que el laboratorio de conformado, buscamos hacer una amistad fuerte y para toda la vida, gracias por esos viajes a la playa.

A mi novio Francisco Saá, quien con su amor y paciencia trajo paz a mi corazón, gracias por tus conocimientos y por ser la voz de mi conciencia.

Al Ing. Mario Cesén, por sus consejos, sus conocimientos y criterios, que hicieron posible la conclusión de este estudio técnico.

Al Ing. Javier Valverde, por ser Colaborador de este trabajo, por sus conocimientos que fueron más que una luz durante este proceso, por tu ayuda incondicional gracias amigo.

Byron Freire, Mario Ramirez, Tnlgo. Fabián Peñaloza de Laboratorio de Fundición, al Laboratorio de Máquinas Herramientas y a todas las personas que aportaron para que este proyecto se realice, infinitas gracias.

# ÍNDICE DE CONTENIDOS

<b>CERTIFICACIÓN</b> .....	<b>i</b>
<b>DECLARACIÓN</b> .....	<b>ii</b>
<b>DEDICATORIA</b> .....	<b>iii</b>
<b>AGRADECIMIENTO</b> .....	<b>iv</b>
<b>ÍNDICE DE CONTENIDOS</b> .....	<b>v</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	<b>ix</b>
<b>RESUMEN</b> .....	<b>xv</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>xvi</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>1</b>
Objetivo general.....	3
Objetivos específicos .....	3
<b>1. MARCO TEÓRICO</b> .....	<b>4</b>
1.1. Sistemas de Coordenadas.....	4
1.2. Tipos de Referencias .....	5
1.2.1. Tipo de referencia absoluto .....	5
1.2.2. Tipo de referenciado incremental .....	6
1.2.3. Orígenes y Puntos de Referencia.....	7
1.3. Sistema de coordenadas universal .....	8
1.4. Sistema de coordenadas de torre delantera .....	8
1.5. Códigos para mecanizado .....	9
1.5.1. Tipos de comandos según su uso .....	10
1.6. Estructura del programa .....	10
1.6.1. Encabezado .....	11
1.6.2. Contenido del programa .....	11
1.6.3. Alejamiento y finalización del programa.....	13
1.7. Interpolación.....	14
1.7.1. Interpolación lineal (F).....	14
1.7.2. Interpolación Circular.....	14

1.7.3. Redondeo (R).....	15
1.7.4. Chaflanado (C).....	15
1.8. Ciclos.....	16
1.8.1. Ciclo Acabado .....	16
1.8.2. Ciclo de canales .....	17
1.8.3. Ciclo de perforado .....	18
1.8.4. Roscado .....	19
1.8.5. Rosca paso a paso.....	20
1.8.6. Roscado Semiautomático.....	21
1.9. Herramientas .....	22
1.10. Clasificación del material a mecanizar según ISO .....	23
<b>2. DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA SIERRA CIRCULAR CON BANCO .....</b>	<b>25</b>
2.1. Análisis de productos de la competencia ( <i>Benchmarking</i> ) .....	26
2.2. Análisis de requerimientos del usuario.....	27
2.3. Definición y Diseño Conceptual .....	30
2.3.1. Módulos e interfaces .....	30
2.4. Módulo Posicionar madera y encender motor.....	32
2.4.1. Posicionamiento .....	32
2.4.2. Motor.....	33
2.5. Transmitir movimiento y cortar.....	34
2.5.1. Transmisión por cadena de rodillos .....	34
2.5.2. Transmisión por banda y poleas.....	35
2.5.3. Disco de Corte.....	36
2.6. Método ordinal corregido de criterios ponderados .....	38
2.7. Selección de la alternativa .....	39
2.7.1. Evaluación de alternativa.....	40
2.8. Cálculo de la Potencia de Corte.....	43
2.9. Cálculo de la potencia por inercia .....	48
2.10. Cálculo potencia de transmisión .....	50

2.11. Selección de motor .....	62
2.12. Diseño para cargas estáticas.....	64
2.12.1. Diagrama de cuerpo libre del disco de corte.....	65
2.12.2. Diagrama de cuerpo libre para polea montada en el eje.....	67
2.12.3. Cálculo del momento torsor en el eje de transmisión.....	69
2.12.4. Diagrama de cuerpo libre para el eje .....	69
2.13. Diseño estático del eje de transmisión .....	73
2.14. Diseño por fatiga del eje de transmisión .....	74
2.14.1. Cálculo de límite de resistencia a la fatiga .....	76
2.15. Selección de rodamientos solicitados dinámicamente .....	79
2.15.1. Cálculo de carga dinámica equivalente .....	79
2.15.2. Condiciones de giro y carga .....	80
2.16. Diseño de la cuña para el eje de transmisión.....	82
2.17. Selección de la polea para la correa trapecial del sistema de transmisión de potencia.....	83
2.18. Selección de bridas de fijación.....	84
2.19. Diseño del bastidor .....	85
2.20. Simulación del ensamble de bastidor, sistema de sierra circular de corte y motor	92
2.20.1. Simulación del eje de transmisión como elemento crítico del diseño .....	94
2.21. Selección de elementos de fabricación en torno CNC .....	99
<b>3. FABRICACIÓN DE PIEZAS SELECCIONADAS EN TORNO CNC ROMI C420</b>	<b>102</b>
3.1. Procedimiento de puesta a punto del torno CNC ROMI C420.....	102
3.2. Programación del código G, para la fabricación de las piezas seleccionadas. .	104
3.2.1. Programa para el eje de transmisión de acuerdo a las dimensiones de diseño en el material base AISI/SAE 1018.....	105
3.2.2. Simulación de programa para el eje de transmisión de acuerdo a las dimensiones de diseño en el material base AISI/SAE 1018.....	108

3.2.3. Programa para la polea conducida de acuerdo a las dimensiones de diseño en el material base aluminio fundido.....	109
3.2.4. Simulación de programa para polea conducida de acuerdo a las dimensiones de diseño en el material base aluminio fundido. ....	110
3.2.5. Programa para la brida de seguridad de acuerdo a las dimensiones de diseño en el material base aluminio fundido.....	111
3.2.6. Simulación de programa para las bridas de seguridad de acuerdo a las dimensiones de diseño en el material base aluminio fundido.....	112
<b>4. RESULTADOS.....</b>	<b>113</b>
4.1. Registro fotográfico de maquinado en torno CNC ROMI C420 .....	113
4.2. Comprobación de tolerancias .....	115
4.3. Ensamble de piezas fabricadas y piezas seleccionadas de catálogo.....	120
<b>5. CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO .....</b>	<b>122</b>
5.1. Conclusiones .....	122
5.2. Trabajo a futuro .....	123
<b>6. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>125</b>
<b>7. ANEXOS .....</b>	<b>127</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Sistema de Coordenadas.....	4
Figura 1.2. Sistema de coordenadas para definir la posición de un punto en el perfil. ..	5
Figura 1.3. Sistema de Referencia de Tipo Incremental.....	6
Figura 1.4. Símbolo de cero máquina .....	7
Figura 1.5. Símbolo de cero pieza .....	7
Figura 1.6. Punto de Cero Pieza.....	7
Figura 1.7. Sistema de Coordenadas Universal.....	8
Figura 1.8. Sistema de Coordenadas de Torre Delantera.....	9
Figura 1.9. Eje de distintos diámetros para maquinar en CNC con límites de velocidad lineal y de giro.....	12
Figura 1.10. Eje maquinado con Interpolación Circular.....	14
Figura 1.11. Eje maquinado con Interpolación de Redondeo y Chaflanado.....	15
Figura 1.12. Eje maquinado con Ciclo de acabado.....	17
Figura 1.13. Eje maquinado con Ciclo de canales.....	17
Figura 1.14. Eje maquinado con ciclo de perforado.....	19
Figura 1.15. Eje maquinado con ciclo de roscado.....	21
Figura 1.16. Clasificación de Herramientas ISO y viruta en el mecanizado.....	23
Figura 2.1. Nivel 0. Esquema de la Función global y estructura funcional para diseño de Sierra de Banco.....	31
Figura 2.2. Nivel 1 para Sierra Circular de Banco.....	31
Figura 2.3. Dirección de Corte: (a) Modo I; (b) Modo II .....	32
Figura 2.4. Transmisión con tensor exterior.....	34
Figura 2.5. Sistema de transmisión por banda y poleas.....	35
Figura 2.6. Partes de la hoja de Sierra.....	36
Figura 2.7. Simulación de alternativa 7 .....	43
Figura 2.8. La forma de la viruta con dos tipos de dientes .....	45
Figura 2.9. Modelo de la cinemática del corte con una sierra circular .....	45
Figura 2.10. Control de la tensión de la correa mediante la flecha del ramal.....	59
Figura 2.11 Esquema de Sistema de transmisión por poleas y correa.....	62
Figura 2.12. Esquema para las fuerzas aplicadas del disco a la madera.....	66
Figura 2.13. Diagrama de cuerpo libre para el disco de corte.....	66
Figura 2.14. Diagrama de cuerpo libre con respecto a la polea montada sobre el eje que transmite potencia a la máquina.....	68
Figura 2.15. Esquema para el eje con las distintas cargas.....	69

Figura 2.16. Diagrama de cuerpo libre para las cargas ejecutadas sobre el eje con sus respectivos momentos flectores desarrollados en el plano correspondiente y el momento torsor a lo largo del eje producido por la transmisión de potencia originada en el motor. ....	70
Figura 2.17. Diagrama de carga, diagrama de corte y de momento flector para el plano X-Y. ....	71
Figura 2.18. Diagrama de carga, diagrama de corte y de momento flector para el plano X-Z.....	72
Figura 2.19. Relación esfuerzo alternante senoidal con inversión completa vs tiempo. ....	75
Figura 2.20. Ilustración esquemática de la condición de giro y carga.....	80
Figura 2.21. Fuerzas cortantes actuando en la cuña.....	82
Figura 2.22. Esquema de polea de menor diámetro con dimensiones seleccionadas. ....	84
Figura 2.23. Ejecuciones para bridas de seguridad según su aplicación.....	85
Figura 2.24. Esquema de bastidor, con alojamientos para los distintos elementos de la sierra circular de corte. ....	86
Figura 2.25. Diagrama de viga para chumacera en el plano xy, diagrama de corte y de momento.....	87
Figura 2.26. Diagrama de viga para chumacera en el plano X-Z, diagrama de corte y de momento.....	88
Figura 2.27. Diagrama de viga para motor en el plano xy, diagrama de corte y de momento.....	89
Figura 2.28 Esquema del bastidor con perfil $L 2 \times 2 \times 18$ [in] con alojamiento para motor y sistema de sierra de corte. Fuente: (Propia).....	91
Figura 2.29. Vista isométrica de la sierra circular de corte 1. ....	93
Figura 2.30. Vista isométrica de la sierra circular de corte 2. ....	94
Figura 2.31. Fotografía de los elementos de catálogo adquiridos y las barras correspondientes. ....	100
Figura 3.1 Fotografía de torno ROMI C420 en su etapa de encendido. ....	102
Figura 3.2 Proceso de montaje de material base AISI 1018 para maquinado del eje de transmisión. ....	103
Figura 3.3 Herramienta en contacto con el material base. ....	103
Figura 3.4 Decalaje – cero pieza ....	104
Figura 3.5 Simulación del Código ISO para eje de transmisión.....	108
Figura 3.6 Simulación del código iso para la segunda parte del eje de transmisión. .	109
Figura 3.7 Simulación del código iso para la polea conducida. ....	111
Figura 3.8 Simulación del código iso para la brida de seguridad.....	113

Figura 4.1 Acanalado en torno convencional. ....	120
Figura 4.2 Montaje de la sierra circular de corte final de los elementos fabricados en CNC y de los elementos seleccionados de catálogo.....	121



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Posición en coordenadas X y Z.....	5
Tabla 1.2. Posición según el referenciado absoluto. ....	6
Tabla 1.3. Posición según el referenciado incremental. ....	6
Tabla 1.4 Tabla de Descripción de códigos de programación ISO.....	9
Tabla 1.5 Códigos ISO para identificar herramientas.....	23
Tabla 2.1. Cuadro comparativo entre tres opciones existentes en el mercado de Quito. .....	26
Tabla 2.2. Resumen de especificaciones técnicas.....	29
Tabla 2.3. Recomendaciones según el material a cortar.....	37
Tabla 2.4. Criterios ponderados.....	38
Tabla 2.5. Combinación de soluciones. ....	39
Tabla 2.6. Esquema de Alternativas. ....	39
Tabla 2.7. Evaluación de alternativas bajo el criterio de potencia. ....	41
Tabla 2.8. Evaluación de alternativas bajo el criterio de costo. ....	41
Tabla 2.9. Evaluación de alternativas bajo el criterio de peso. ....	41
Tabla 2.10. Evaluación de alternativas bajo el criterio de mantenimiento.....	42
Tabla 2.11. Evaluación de alternativas bajo el criterio de seguridad. ....	42
Tabla 2.12. Tabla de conclusiones, evaluando la prioridad.....	42
Tabla 2.13. Parámetros del disco de corte útiles para realizar los cálculos.....	48
Tabla 2.14. Tabla de resultados.....	48
Tabla 2.15. Cálculo de momento de inercia de elementos de la sierra de corte.....	49
Tabla 2.16. Cálculo de la potencia por inercia .....	49
Tabla 2.17. Datos de la potencia requerida para realizar el corte con un incremento de 10%. ....	50
Tabla 2.18. Tabla para selección de factor de carga o de servicio. Tabla completa anexo 3. ....	50
Tabla 2.19. Poleas acanaladas trapeciales DIN 2211, correas trapeciales estrechas y DIN 2217 para correas trapeciales clásicas. Tabla completa ver anexo 5.....	52
Tabla 2.20. Distancia entre ejes (selección provisional).....	53
Tabla 2.21. Correas trapeciales estrechas de alto rendimiento DIN 7753 parte 1/ISO Tabla completa ver anexo 6.....	53
Tabla 2.22. Correas trapeciales estrechas Optibelt SK. Tabla completa ver anexo 7.	54
Tabla 2.23. Tabla de valores de arco de abrazo $\beta$ y factor de corrección $C_1$ . Tabla completa ver anexo 8.....	56
Tabla 2.24. Tabla de resultados de la interpolación lineal.....	56

Tabla 2.25. Factor de desarrollo C3 para correas trapeciales estrechas Optibelt. Tabla completa ver anexo 9.....	56
Tabla 2.26. Tabla de resultados de la interpolación lineal.....	57
Tabla 2.27. Potencia nominal para perfiles SPZ, $\beta=180^\circ$ y $Ld = 1.600 [mm]$ Tabla completa ver anexo 8.....	57
Tabla 2.28. Valores interpolados de la tabla II-30. Ver anexo 9 .....	57
Tabla 2.29. Reporte de cálculo de transmisión para correa trapecial.....	61
Tabla 2.30 Tabla resumen de potencias requeridas para la sierra circular de corte....	62
Tabla 2.31 Cuadro de resumen de motores aplicables a la sierra circular de corte de banco. Ver anexo 25.....	63
Tabla 2.32. Descripción de las cargas ingresadas y de las reacciones calculadas por MD-solids.....	71
Tabla 2.33. Descripción de las cargas ingresadas y de las reacciones calculadas por MD-solids.....	73
Tabla 2.34. Factores de confiabilidad $k_c$ , correspondientes a una desviación estándar de 8% del límite de fatiga.....	77
Tabla 2.35. Tipos de Carga.....	81
Tabla 2.36. Consideraciones de diseño, dimensiones de resaltes y radios de acuerdo (SKF, 2015). Tabla completa anexo 20.....	81
Tabla 2.37. Rodamientos seleccionados. Tabla completa anexo 18 .....	81
Tabla 2.38. Tabla de cuñero y cuña estándar milimétricos, para el diámetro del eje de transmisión, ver anexo 24 .....	83
Tabla 2.39. Dimensiones de la brida seleccionada. ....	85
Tabla 2.40. Resumen de los pesos que deberá soportar la estructura.....	86
Tabla 2.41 Resumen de resultados del diagrama de chumacera en el plano X-Y.....	87
Tabla 2.42 Resumen de resultados del diagrama de chumacera en el plano xy .....	88
Tabla 2.43. Resumen de momentos en vigas de bastidor.....	89
Tabla 2.44. Características del acero ASTM A 36.....	90
Tabla 2.45 Propiedades de perfil laminado de acero A36 de alas iguales.....	91
Tabla 2.46. Lista de elementos componentes de sierra circular de corte estacionaria.	92
Tabla 2.47 Datos ingresado y resultados de la simulación del eje de transmisión. ....	95
Tabla 2.48. Elementos de volumen de revolución seleccionados para fabricación en torno CNC.....	99
Tabla 2.49. Dimensiones de material base para fabricación de piezas seleccionadas. ....	99
Tabla 2.50. Descripción de elementos de catálogo adquiridos.....	100
Tabla 4.1. Para la obtención del eje.....	114

Tabla 4.2 Para la obtención de la brida de seguridad 1 y 2.....	114
Tabla 4.3 Para la obtención de la polea.....	115
Tabla 4.4. Tabla de control de tolerancias para eje de transmisión.....	116
Tabla 4.5 Tabla de control de tolerancias para brida de seguridad 1 y 2 .....	117
Tabla 4.6 Tabla de control de tolerancias para polea conducida.....	119
Tabla 4.7 Elementos para el montaje de la sierra circular de corte .....	121

## RESUMEN

El presente trabajo tiene por objetivo el diseño y la simulación de una sierra circular de corte de banco, para posteriormente fabricar componentes seleccionados en torno CNC ROMI C420, con esta información verificar las tolerancias obtenidas y las tolerancias que el diseño requiere. Se aplicó el método del diseño concurrente y se realizó el análisis del producto existente por la competencia, de donde se obtuvo información que permitió empatar los requerimientos que debe cumplir el diseño por parte del usuario y del ingeniero. El diseño de los elementos se hizo con el criterio de la teoría de falla de la energía de distorsión máxima, aplicable a materiales isotrópicos y permite un diseño satisfactorio para esta aplicación. Para el tema de simulación, se aplicó programas comerciales de análisis de elementos finitos, lo que permitió validar los datos obtenidos en la memoria de cálculos. La programación del código G, para cada elemento susceptible de fabricación el torno CNC, se realizó en función de optimizar las operaciones de maquinado sobre el material base de cada material, los resultados que se obtuvieron al comprobar las tolerancias de las piezas fabricadas fueron los esperados, lo que permitió realizar el acople de piezas de catálogo y elementos fabricados funcional. Principalmente este proyecto tiene como resultado un ensamble para uso didáctico, que aporta un saber cómo hacerlo y que materialice las posibilidades de fabricación en torno CNC.

**Palabras Clave:** CNC, diseño, fabricación, programación, selección, simulación, torno.

## ABSTRACT

The objective of this paper is the design and simulation of a bank cutting circular saw, to subsequently manufacture selected components in CNC lathe ROMI C420, with this information verify the tolerances obtained and the tolerances that this design requires. The concurrent design method was applied and the analysis of the existing product was carried out by the competition, from which information was obtained that allowed matching the requirements that the design must achieves for the user and the engineer. The design of the elements was made with the criterion of the theory of failure of the maximum distortion energy, applicable to isotropic materials and allows a satisfactory design for this application. For the simulation theme, commercial finite element analysis programs were applied, which allowed to validate the data obtained in the calculation memory. The programming of the G code, for each element susceptible to manufacture the CNC lathe, was made in order to optimize the machining operations on the base material of each material, the results that were obtained when checking the tolerances of the manufactured parts were as expected, which allowed the coupling of catalog pieces and functional manufactured elements. Mainly this project has as a result an assembly for didactic use, that contributes a knowledge how to do it and that materializes the possibilities of manufacture in CNC lathe.

**Keywords:** CNC, design, lathe, manufacturing, programming, selection, simulation.

# **DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA SIERRA CIRCULAR DE BANCO Y FABRICACIÓN DE COMPONENTES SELECCIONADOS EN TORNO DE CONTROL NUMÉRICO COMPUTARIZADO (CNC) MODELO C420**

## **INTRODUCCIÓN**

El proceso de maquinado por arranque de viruta tiene como objetivo obtener piezas originales o de repuesto en base a un diseño previo, que abastezcan la demanda de la industria que lo requiera. En el momento de diseño se toma en cuenta la funcionalidad y disponibilidad en el mercado para que el costo de producción se justifique.

A pesar de los criterios que se tomaron para determinar la geometría, el material y el procedimiento adecuado de producción existen otras variables que incrementan el costo de la pieza sin que aporten de valor agregado al producto directamente.

Problemas como manejo de maquinaria obsoleta, métodos y procesos inadecuados, falta de capacitación del operador en nuevas tecnologías o la falta de experticia del operario repercute en desperdicio de materia prima afectada por procesos fallidos, tienen repercusiones económicas para la empresa.

Es importante solventar este problema cambiando a métodos de fabricación con mejor desempeño y que en lo posible sean automatizados para de esta manera eliminar los errores introducidos por operaciones deficientes.

En el Ecuador se observa el incremento de tecnología automatizada en la partida arancelaria de importaciones entre los años 1990 y 2015 en los registros del Banco Central del Ecuador, uno de los casos corresponde a los tornos con control numérico (CN), en la figura del anexo 36 se puede ver el incremento de importación *Free on Board* en miles de dólares al año 2015 y el peso neto en toneladas métricas de importación correspondiente a cada año hasta el 2015.

Debido a este incremento de tecnología en la industria, dentro de la Facultad de Ingeniería Mecánica se han adquirido distintas máquinas con control numérico para relacionar al cuerpo estudiantil con este tipo de manufactura flexible.

El Torno CNC ROMI C420 es uno de los equipos que se usan en el Laboratorio de Investigación, Desarrollo e Innovación, en Nuevas tecnologías de Diseño, Manufactura y Producción (LABINTECDIMP), útil para realizar piezas de revolución de manera didáctica, sin embargo, en este trabajo se quiere realizar piezas de una máquina de uso común en la industria. Con esto aplicar conocimientos de programación en código G, diseño de elementos de máquinas y el análisis de costo que implica la fabricación de estos elementos.

Partiendo del análisis de diferentes soluciones bajo el método ordinal corregido de criterios ponderados que establece el diseño recurrente (Riba, 2002), se implementarán características útiles a la máquina enfocadas en la versatilidad del diseño, la satisfacción del cliente, la optimización de recursos para la construcción de la máquina y se complementará con una previa simulación de todas las piezas que conforman la máquina para poder corregir a tiempo.

## **Objetivo general**

Diseñar y simular una sierra circular de banco, además de fabricar componentes seleccionados en un Torno CNC modelo ROMI C420.

## **Objetivos específicos**

- Obtener todas las especificaciones geométricas del diseño de la máquina Sierra circular de banco, partiendo del análisis de sus componentes.
- Establecer cuáles son los esfuerzos a los que están sometidos estos componentes para poder simular estas cargas y posterior ensamble de la máquina.
- Determinar cuáles de estos componentes cumplen la condición geométrica de revolución y podrán ser maquinados en el Torno CNC.
- Aplicar el código G, programar las funciones en el torno para obtener el óptimo desempeño en cada caso de maquinado.
- Ensamblar las partes de la máquina obtenidas del torno CNC junto con los elementos seleccionados y verificar las tolerancias obtenidas.



# 1. MARCO TEÓRICO

La programación de maquinado que se usa en la tecnología CNC se conoce como lenguaje de código G y se debe trabajar con comandos teniendo en cuenta el orden, el acabado, el material, la geometría además de la velocidad con la que debe operar la máquina herramienta.

## 1.1. Sistemas de Coordenadas

Para que la máquina CNC desde el controlador sea capaz de ubicar la herramienta en la posición necesaria se debe ingresar las coordenadas respetando el sistema de referencia que se indica en la norma DIN 66217, que hace referencia al sistema de referencia con ejes X, Y, y Z y se puede observar en la Figura 1.1.

En ocasiones será necesario definir coordenadas en posición negativa, todo dependerá del movimiento que se requiera, el origen siempre será denotado con los tres valores en cero (0,0,0), así se determina una ubicación con tres valores en tres ejes y es la única forma de notación.

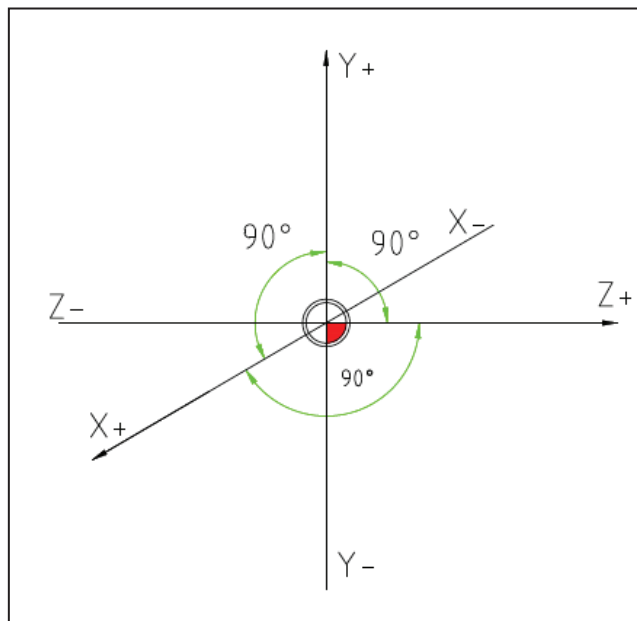


Figura 1.1. Sistema de Coordenadas.  
Fuente: (Propia)

Para poder tener un panorama práctico en la Figura 1.2, se plantea un ejemplo de una pieza maquinada en torno, se define la posición de los puntos P1, P2, P3 y P4 con la notación de sistemas de coordenadas.

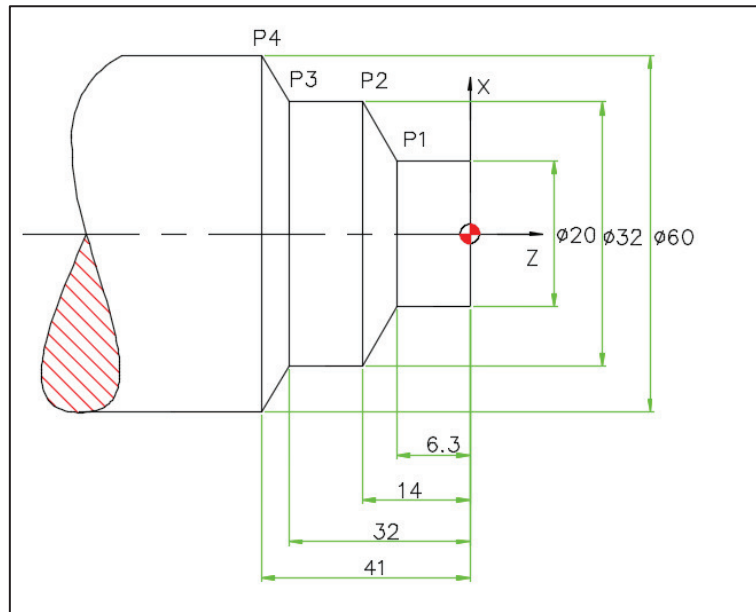


Figura 1.2. Sistema de coordenadas para definir la posición de un punto en el perfil.  
Fuente: (Propia)

De donde se obtienen las coordenadas en X y Z descritas en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Posición en coordenadas X y Z.

P1	X 20	Z -6.3
P2	X 32	Z -14
P3	X 32	Z -32
P4	X 60	Z -41

Fuente: (Propia)

## 1.2. Tipos de Referencias

Se necesita establecer una referencia entre el movimiento de la herramienta y la ubicación de la pieza que se va a procesar. Se debe conocer qué tipo de acotado reconoce la máquina herramienta con la que se cuenta.

### 1.2.1. Tipo de referencia absoluto

Para poder trabajar con el acotado absoluto se determina un punto de referencia único respecto al cual se definirá la posición a la que debe desplazarse la herramienta, en cada coordenada se deberá tomar en cuenta esta distancia.

Siguiendo la Figura 1.2, de donde se obtienen las coordenadas en X y Z descritas en la Tabla 1.2:

Tabla 1.2. Posición según el referenciado absoluto.

Posición	Referenciado absoluto
P1	X 20 Z -6.3
P2	X 32 Z -14
P3	X 32 Z -32
P4	X 60 Z -41

Fuente: (Propia)

### 1.2.2. Tipo de referenciado incremental

Al trabajar en una programación con acotado incremental lo que se debe tomar en cuenta es el último punto de posición de la herramienta ya que en función a este punto se podrá escribir el siguiente.

De esta manera se puede fijar la trayectoria de la herramienta siguiendo las cotas descritas en el plano de la pieza que se quiere fabricar.

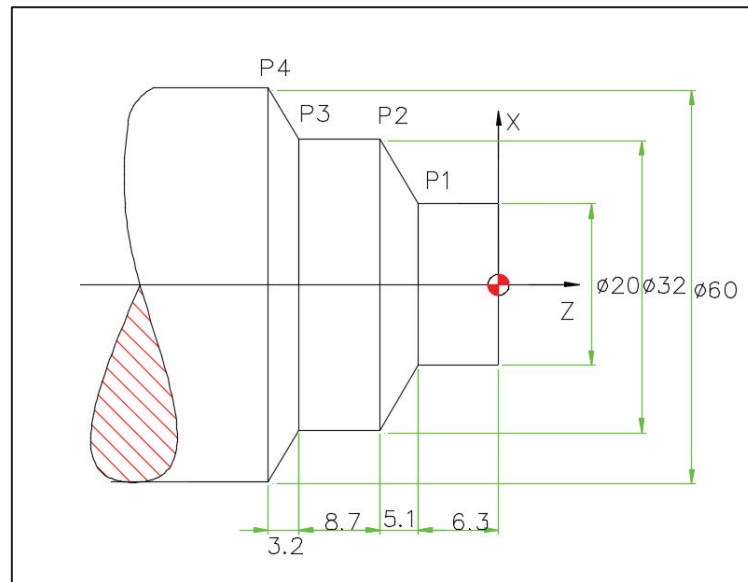


Figura 1.3. Sistema de Referencia de Tipo Incremental.  
Fuente: (Propia)

De la Figura 1.3, donde se obtienen las coordenadas en X y Z descritas en la Tabla 1.3:

Tabla 1.3. Posición según el referenciado incremental.

Posición	Referenciado incremental	Ubicación anterior
P2	X 12 Z -5.1	P1
P3	Z -8.7	P2
P4	X 28 Z -3.2	P3

Fuente: (Propia)

### 1.2.3. Orígenes y Puntos de Referencia

En control numérico se tienen maneras de determinar orígenes y puntos de referencia, como se indica en la Figura 1.4 y Figura 1.5.

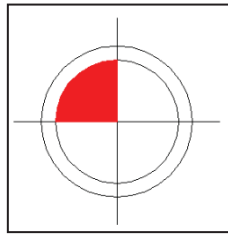


Figura 1.4. Símbolo de cero máquina  
Fuente: (ROMI, 2011)

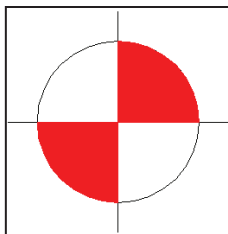


Figura 1.5. Símbolo de cero pieza  
Fuente:(ROMI, 2011)

**Cero Máquina:** Origen de la máquina, se ubica según el fabricante.

**Cero Pieza:** Se conoce como cero pieza o punto de referencia. El cero pieza se puede ubicar al inicio, final o en cualquier otro lugar en la pieza. Un ejemplo se puede observar en la Figura 1.6.

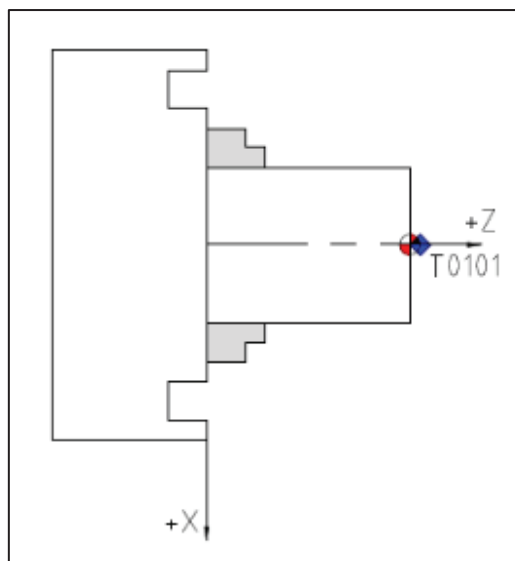


Figura 1.6. Punto de Cero Pieza.  
Fuente: (Propia)

**Punto de acercamiento:** Se aproxima lo más posible hacia el área de trabajo se recomienda que sea de 2 a 5 [mm] de la pieza que se va a trabajar.

**Punto seguro:** Corresponde a la posición de la herramienta con respecto entre la herramienta y la pieza, en donde es posible hacer un cambio de herramienta.

**Punto de alejamiento:** Al terminar el trabajo, se posiciona la herramienta a un punto lejos de la pieza.

**Decalaje:** Determina la distancia de cero pieza gracias a la asistencia de un sensor del sistema de referencia en la máquina.

### 1.3. Sistema de coordenadas universal

En este sistema el eje positivo de las X está dirigido hacia la herramienta y opuesto a la ubicación del operador, como se muestra en la Figura 1.7:

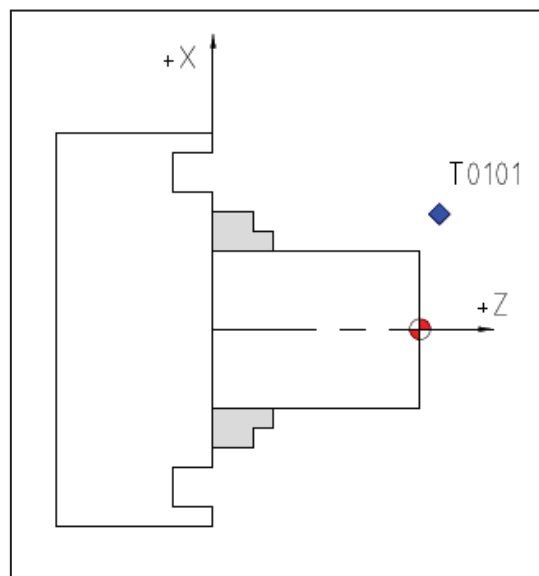


Figura 1.7. Sistema de Coordenadas Universal.  
Fuente: (Propia)

### 1.4. Sistema de coordenadas de torre delantera

En este sistema el eje positivo de las X se dirige a la posición del operador y opuesto a la ubicación de la herramienta. Es en este sistema que trabaja el Torno CNC ROMI C420 como se muestra en la Figura 1.8:

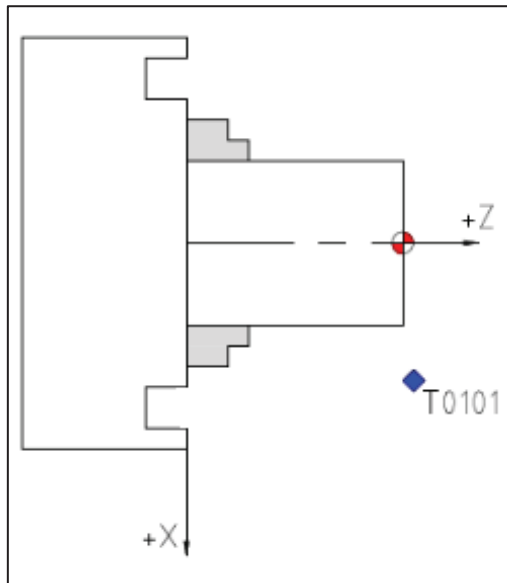


Figura 1.8. Sistema de Coordenadas de Torre Delantera.  
Fuente: (Propia)

Para tener en cuenta los ejes en el sistema de coordenadas para Control Numérico (CN) se asignan de la siguiente manera:

- **Eje Rotacional:** El eje Z corresponde al eje de revolución de la pieza.
- **Eje Longitudinal:** El eje X corresponde a las dimensiones del diámetro, no se debe confundir con la medida del radio.
- **Eje Transversal:** El eje Y en torno CNC no se usa.

## 1.5. Códigos para mecanizado

Para poder introducir las instrucciones de movimiento a la máquina CNC es necesario adoptar un lenguaje de programación diseñado entre letras y números con cierta secuencia y parámetros ya establecidos. A continuación, en la Tabla 1.4, se tiene su descripción y el orden en que se deben programar:

Tabla 1.4 Tabla de Descripción de códigos de programación ISO.

Código	Descripción	Unidad
N	Número de secuencia para el bloque que se programa.	-
G	<i>G Code.</i> Condición de desplazamiento	-
X,Y,Z	Función de posición en los distintos ejes	[mm]
F	<i>Feeding</i> Velocidad de avance	[mm/min]
S	<i>Speed.</i> Velocidad de giro o corte	[m/min] ó [rpm]
T	<i>Tool</i> Herramienta	und
D	Número de corrección de la herramienta	-
M	<i>Miscellaneous</i> Función adicional	-
H	Función <i>auxiliary</i>	-

Fuente: (ROMI, 2011)

El código que deberá registrarse al inicio de toda programación CN será G291, ya que este le informa al controlador que se usará código ISO.

- Para la asignación de valores a comandos de posición el símbolo “=” está permitido.
- Para poder ocultar las líneas de programación el símbolo “/” es admitido.
- Para hacer comentarios el símbolo “;” es admitido.

### 1.5.1. Tipos de comandos según su uso

- **Comando Modal:** Al usar un comando modal en la programación se debe tener en cuenta que la vigencia del valor programado se mantiene en todas las secuencias que le sucedan, hasta que se use un distinto comando modal que lo anule o el mismo con distinto valor.
- **Comando Secuencial:** Estos comandos son válidos únicamente en la secuencia en la que participan dentro de la programación, una vez que corre el programa la máquina borra esas consideraciones.

En el momento de programar se debe evitar duplicar la información, ya que, se tiene un límite de memoria.

## 1.6. Estructura del programa

Para poder realizar un programa de maquinado se debe respetar la siguiente estructura, de manera que los movimientos de la herramienta no signifiquen impactos dentro de la cámara de maquinado o se afecte la integridad del operario:

- Encabezado.
- Contenido del programa.
- Alejamiento y finalización del programa

### 1.6.1. Encabezado

Se conserva esta estructura para comenzar todos los programas en el Torno CNC ROMI C240.

G 2 9 1 : Activa el lenguaje de programación ISO

**Para definir tipo de unidades:**

G 2 0 : Tipo de unidades [in]

G 2 1 : Tipo de unidades [mm]

G 4 0 : Anulación de la compensación de radio de herramienta

**Para definir tipo de referencia:**

G 9 0 : Tipo de referencia absoluta

G 9 1 : Tipo de referencia incremental

G 9 5 : Avance en milímetros de la herramienta

G 5 5 : Activa el cero pieza

### 1.6.2. Contenido del programa

Existen varios comandos que permiten realizar operaciones de forma automática y se los conoce como interpolaciones de tipo operaciones de mecanizado:

- Cilindrado.
- Refrentado.
- Mandrinado.
- Taladrado.
- Redondeado.
- Roscado.
- Ranurado.
- Tronzado.

Es importante definir si la velocidad lineal o tangencial es constante, entonces se puede usar el comando G96 seguido del comando S en donde se indica la velocidad de corte



[m/min] y luego debe limitarse la velocidad de giro con G92 seguido de un valor S con el valor del límite de velocidad en [rpm], que se calcula por el siguiente criterio:

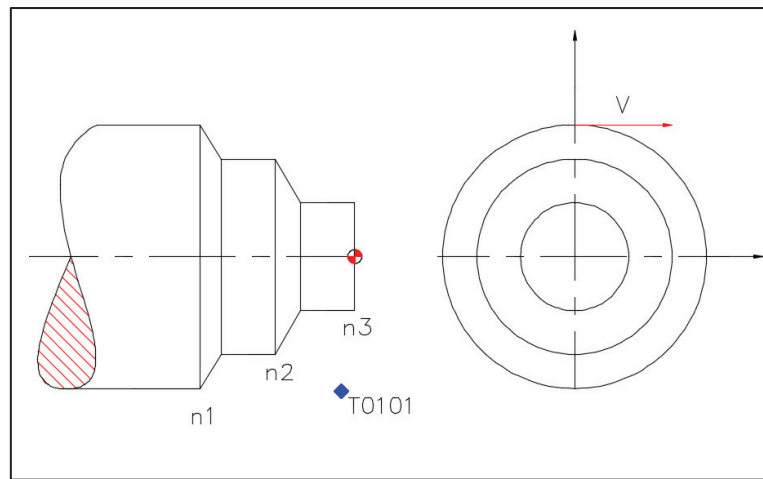


Figura 1.9. Eje de distintos diámetros para maquinarse en CNC con límites de velocidad lineal y de giro.

Fuente: (Propia)

$$V = \omega \times r = n \times r$$

Ecuación 1.1.

Siendo:

V : Velocidad Tangencial

$\omega$  : Velocidad angular

r : Radio a mecanizar

n: Número de revoluciones por minuto

El comando G92 permite determinar el máximo de rotación del husillo se hace el cálculo de la siguiente manera:

Supongamos que se quiere maquinarse un eje con tres cambios de sección de radio, como se ve en la Figura 1.9: 40 [mm], 10 [mm] y de 0,5 [mm] según corresponda. Se toma el dato de velocidad de corte  $V'_c$  de 345 [m/min] entre (275-425), valores que corresponden a la herramienta que se selecciona del manual de Sandvik Coromant. Así de la Ecuación 1.1, se obtiene:

$$\omega_1 = \frac{V}{r} = \frac{275 \frac{[m]}{[min]}}{40 \frac{[mm]}{[mm]}} * \frac{1000 \frac{[mm]}{[m]}}{1 \frac{[m]}{[m]}} * \frac{1 \frac{[rev]}{[rad]}}{2\pi \frac{[rad]}{[rad]}} = 1.094 \text{ [rpm]}$$

$$\omega_2 = \frac{V}{r} = \frac{275[m/min]}{10[mm]} * \frac{1000[mm]}{1[m]} * \frac{1[rev]}{2\pi[rad]} = 4.377 [rpm]$$

$$\omega_3 = \frac{V}{r} = \frac{275[m/min]}{0.5[mm]} * \frac{1000[mm]}{1[m]} * \frac{1[rev]}{2\pi[rad]} = 863.940 [rpm]$$

Y conforme a que disminuya el radio que recorre la herramienta las revoluciones incrementarán al infinito, por lo tanto, se debe poner un límite para el comando G92 a S=2.500 [rpm], o al valor que corresponda según el tipo de operación.

También se puede usar el comando G97 seguido del comando S con el valor del número fijo de revoluciones. Para la dirección del husillo se usa M3 en dirección de las manecillas del reloj y M4 en dirección contraria a las manecillas del reloj. Así por ejemplo el comando quedaría:

```
N1 G97 S1500 M3 ; Número de línea de programación
; Número fijo de revoluciones
; Speed 1.500 [rpm]
; Dirección de rotación del husillo en
sentido de las manecillas del reloj
```

### 1.6.3. Alejamiento y finalización del programa

Una vez que se termina el maquinado de la pieza, se necesita alejar la herramienta a una distancia prudente y a una velocidad conveniente, es decir en alejamiento. También se activa el comando de finalización del programa. La línea quedaría de la siguiente forma:

```
N... G54 G00 X100 ; Número de línea de programación
; Activa sistema de coordenadas cero-pieza 1
; Posicionamiento (avance rápido)
; Coordenada en X 100
N... Z100 ; Coordenada en Z 100
N... M30 ; Fin de programa
```

## 1.7. Interpolación

Para poder programar se necesita cumplir con el formato en cada línea y poder generar el movimiento de la herramienta de forma que se eviten impactos entre los elementos involucrados en el maquinado.

### 1.7.1. Interpolación lineal (F)

G00, lineal a máxima velocidad en vacío

G01, lineal con control en mecanizado

Formato:

```
G01 X... Z... F...
```

### 1.7.2. Interpolación Circular

G02, en el sistema de coordenadas universal giro a favor de las manecillas del reloj, en sistema de coordenadas de torre delantera sentido de giro contrario a las manecillas del reloj.

G03, en el sistema de coordenadas universal giro contrario a las manecillas del reloj, en sistema de coordenadas de torre delantera sentido de giro a favor de las manecillas del reloj.

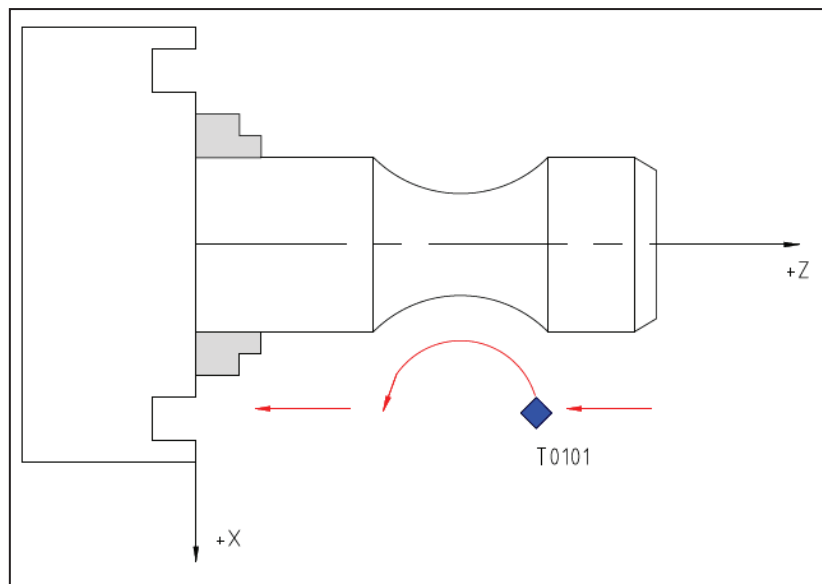


Figura 1.10. Eje maquinado con Interpolación Circular.  
Fuente: (Propia)

### 1.7.3. Redondeo (R)

Es una operación de mecanizado, permite realizar un corte en la pieza de revolución definido por un arco de radio definido por el operador en el perfil.

Formato:

G01 X... Z... R...

Siendo los valores de X y Z las coordenadas de la arista a ser redondeada. El valor de R es el radio del redondeo.

### 1.7.4. Chaflanado (C)

Es una operación de mecanizado, permite realizar un corte en la pieza de revolución definido por dos puntos de una línea con ángulo de inclinación en el perfil.

Formato:

G01 X... Z... C...

Siendo los valores de X y Z la coordenada de intersección donde se va a realizar el chaflán.

Las operaciones de chaflanado y redondeo se pueden apreciar en la Figura 1.11 a continuación:

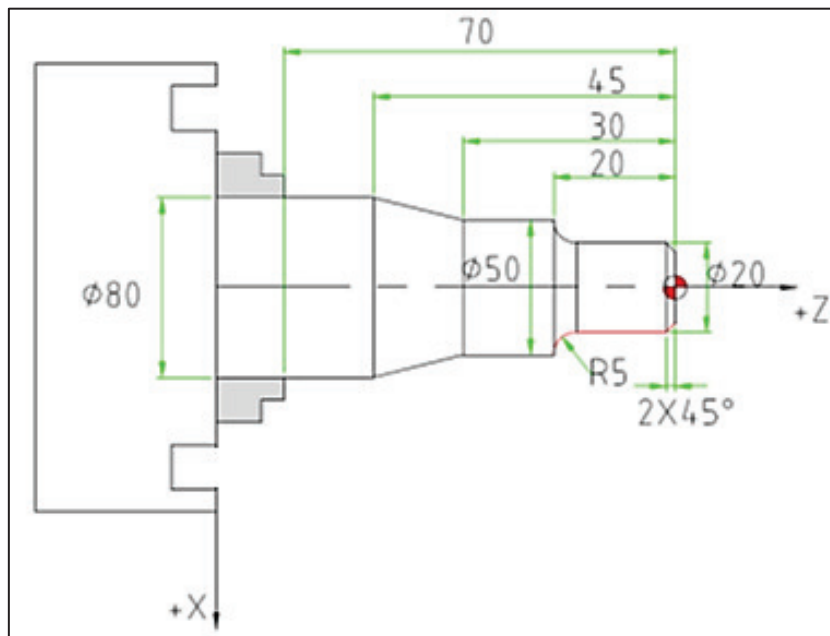


Figura 1.11. Eje maquinado con Interpolación de Redondeo y Chaflanado.  
Fuente: (Propia)

## 1.8. Ciclos

Se conoce como ciclo a la composición de bloques que definen a más de un movimiento de la herramienta.

### 1.8.1. Ciclo Acabado

Esta función permite recorrer el perfil de la pieza para conseguir distintas calidades superficiales, ver Figura 1.12. Compuesta por dos bloques.

Formato:

```
G70 P... Q.....F.....
```

Siendo P el bloque inicial del perfil, Q el bloque final del perfil y F la velocidad de avance

Formato:

```
G71 U.....R.....
```

```
G71 P... Q... U... W... F.....
```

Siendo:

U: sobre espesor en X

R: valor del radio de retorno en el eje Z

P: bloque inicial del perfil

Q: bloque final del perfil

W: sobre espesor en Z

F: velocidad de avance

Nota: la herramienta retorna automáticamente al finalizar la acción.

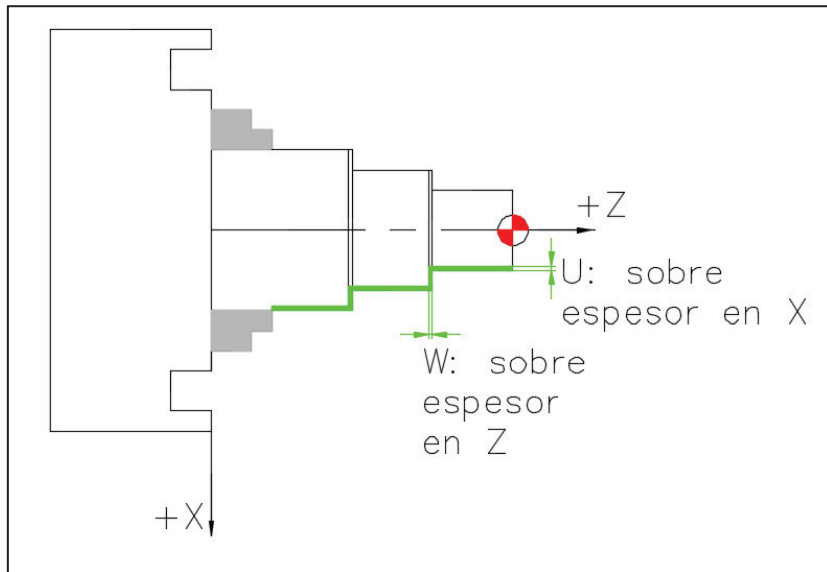


Figura 1.12. Eje maquinado con Ciclo de acabado.  
Fuente: (Propia)

### 1.8.2. Ciclo de canales

Esta función permite realizar varios canales separados con la herramienta de ranurado, ver Figura 1.13. Este código es útil para ranurar y refrentar. Compuesta por tres bloques:

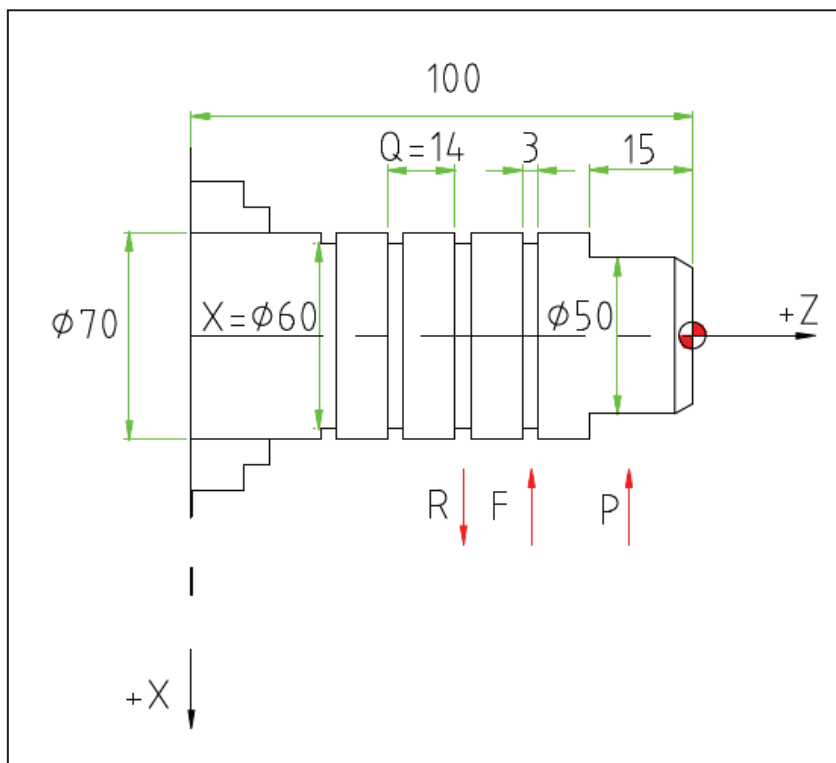


Figura 1.13. Eje maquinado con Ciclo de canales.  
Fuente: (Propia)

Formato:

G 2 1

G 7 5 R...

G 7 5 X... Z... P... Q... F...

Siendo:

R: retorno incremental para quiebre de viruta.

X: diámetro final de canal.

Z: posición final del canal.

P: es el incremento de corte (radio en milésimas de milímetro)

Q: distancia entre los canales o paso.

F: velocidad de avance de ranurado.

Cumpliendo la condición de  $R < P$ .

Ejercicio:

De la Figura 1.13 se genera el siguiente código:

N..... G 7 5 R 2

N..... G 7 5 X 6 0 Z - 7 5 P 3 0 0 0 Q 1 4 0 0 0 F 0 . 2

N..... G 5 4 G 0 0 X 1 0 0

N..... Z 1 0 0

N..... M 3 0

### 1.8.3. Ciclo de perforado

Permite realizar maquinados internos en la pieza, ver Figura 1.14. Compuestos por bloques:

Formato:

```
G74 R.....
```

```
G74 Z... Q.....F.....
```

R: retorno incremental para quiebre de viruta.

Z: posición final

Q: valor de incremento en el ciclo de perforado (en milésimas de milímetro)

F: velocidad de avance

Nota: la herramienta retorna automáticamente al finalizar la acción.

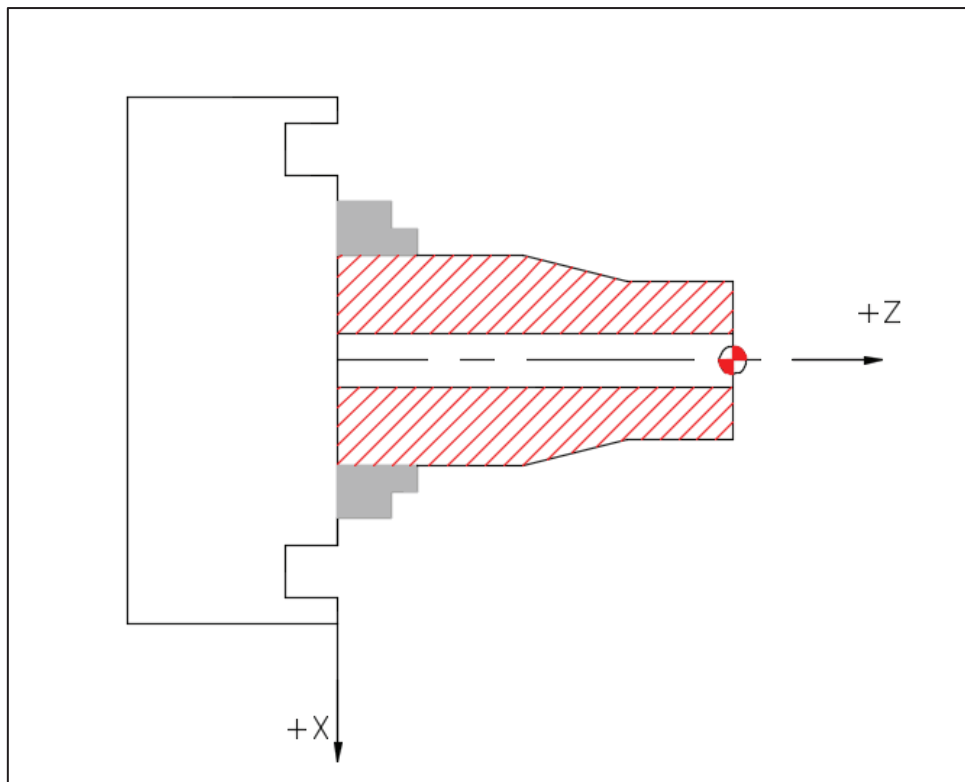


Figura 1.14. Eje maquinado con ciclo de perforado.  
Fuente: (Propia)

#### 1.8.4. Roscado



Para abordar el tema de roscado de mejor manera se describen los tipos de roscado que se pueden presentar en la industria:

- Por la forma: Interiores, exteriores, cilíndricas y cónicas.
- Por el número de entradas: Simple (un filete o una entrada) y Múltiples (varios filetes, varias entradas)
- Por el sentido de giro: Rosca izquierda y rosca derecha.

### 1.8.5. Rosca paso a paso

Rosca externa cilíndrica métrica derecha triangular, ver Figura 1.15.

Formato:

G 3 3 X... Z... Q... R... F...

Siendo:

X: diámetro de la raíz del roscado en cada paso.

Z: posición final de la longitud de la rosca.

Q: ángulo del husillo principal para la entrada de la rosca (milésimas de grado). Si no se va a realizar una rosca de múltiples entradas, no se coloca el valor de Q.

R: Valor de la conicidad incremental en el eje X (radio negativo) para exterior y positivo para interior). Si no se va a realizar una rosca cónica, no se coloca el valor de R.

F: paso de la rosca o velocidad de avance.

En definitiva, para una rosca cilíndrica, el formato del código de roscado es:

G 3 3 X... Z... F...

Se recomienda que una distancia de aproximación mínima de 2 veces el paso de la rosca en Z.

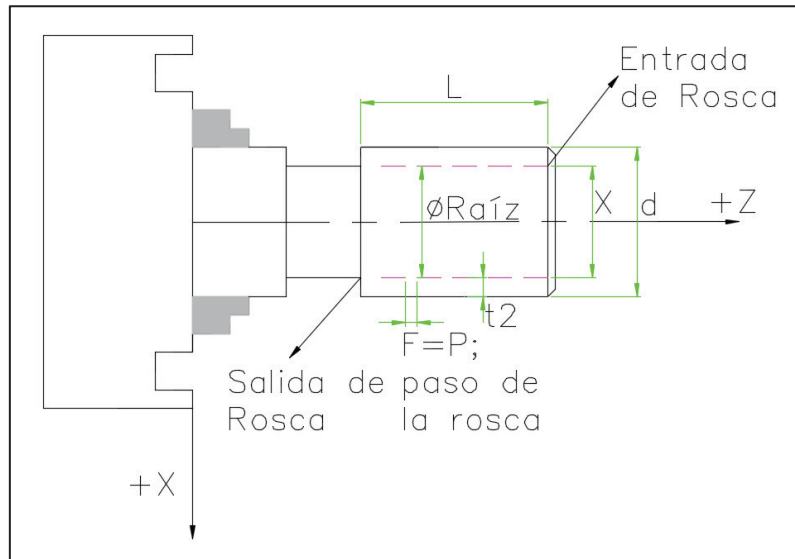


Figura 1.15. Eje maquinado con ciclo de roscado.  
Fuente: (Propia)

### 1.8.6. Roscado Semiautomático

Fórmulas para cálculo de la rosca:

- Determinación del diámetro final del roscado:

$$D1 = X$$

Ecuación 1.2

$$t2 = 0.6495 * P$$

Ecuación 1.3

$$X = d - 2 * t2 = d - 1.299 * p$$

Ecuación 1.4

Siendo:

$t_2$ : distancia entre el diámetro de la raíz y el diámetro externo de la rosca

$P$ : es igual al valor del comando  $F$ , es decir la velocidad de avance que define el paso de la rosca.

- Determinación de las penetraciones en radio:

$$\Delta i = \frac{t^2}{\sqrt{n-1}} * \sqrt{\varphi}$$

Ecuación 1.5

Siendo:

$\varphi$ : factor para cada número de pasadas.

$$h_i = \Delta_i - \Delta_{i-1}$$

Ecuación 1.6

$$X_i = X_{i-1} - 2h_i$$

Ecuación 1.7

El roscado semiautomático requiere una serie de cálculos simples para poder conseguir los parámetros que requiere el formato.

Formato:

G 7 8 X... Z... R... F...

X: diámetro de cada pasada de roscado de la herramienta.

Z: es la posición final de roscado.

R: es el valor de la conicidad incremental en X para el caso de roscas cónicas. En el caso de roscas cilíndricas, este parámetro no se requiere.

F: paso de la rosca.

Parámetros de la rosca.

d: diámetro externo.

P: paso o velocidad de avance F.

n: número de pasadas.

† 2: profundidad de la rosca

## 1.9. Herramientas

Las herramientas que permiten realizar los cortes llamados insertos, se seleccionan bajo los siguientes criterios:

- Material que se va a mecanizar
- La forma de la herramienta
- La forma de la viruta
- Condiciones de corte: Velocidad de corte (V), profundidad de corte (ap), Velocidad de avance de la herramienta (F)
- Tipo de porta herramienta

Están clasificadas según el tipo de material que pueden maquinar y también el tipo de viruta, sin embargo, estos parámetros se deben decidir bajo el criterio de optimizar las condiciones de funcionamiento del Trono CNC, de esta manera no existe un desgaste excesivo.

### 1.10. Clasificación del material a mecanizar según ISO

En el Laboratorio de Investigación, Desarrollo e Innovación, en Nuevas tecnologías de Diseño, Manufactura y Producción (LABINTECDIMP), se usa la marca Sandvik Coromant, que maneja la clasificación que se muestra en la Figura 1.16 y que muestra el código de colores y la viruta que se puede obtener con cada inserto:

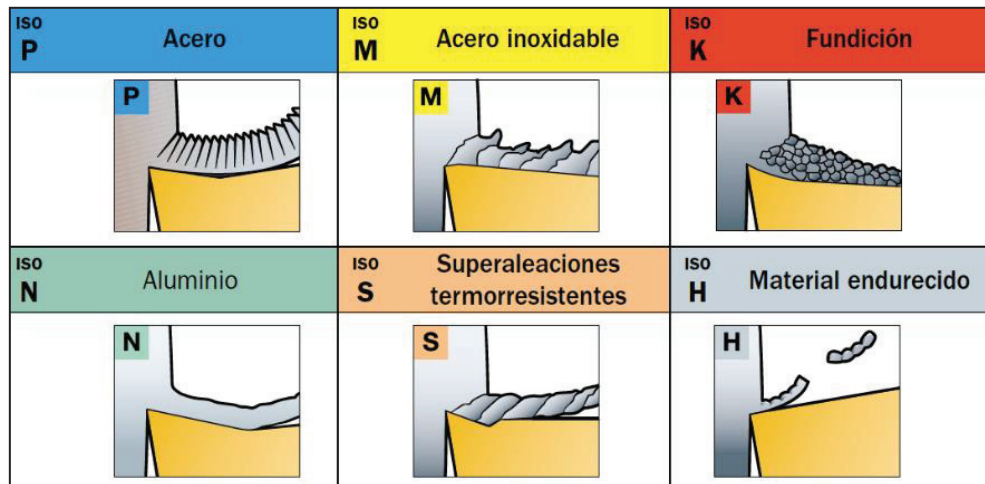


Figura 1.16. Clasificación de Herramientas ISO y viruta en el mecanizado.  
Fuente: (De Maquinas y Herramientas, 2014)

Con este código se puede ubicar a las herramientas por el material que maquinan, en la Tabla 1.5 se puede encontrar la descripción según la ISO para cada tipo de herramienta.

Tabla 1.5 Códigos ISO para identificar herramientas.

Código	Uso
ISO P	Para aceros de alta aleación y no aleados, dependiendo del contenido de carbono varía la maquinabilidad.

ISO M	Para aceros inoxidable que corresponden a materiales aleados con un mínimo de 12% de cromo, además pueden contener níquel y molibdeno. La particularidad es que los filos de este material quedan expuestos a altas temperaturas, desgaste en entalladura y filo de aportación.
ISO K	Para fundición que a diferencia del acero necesita de una viruta más corta.
INO N	Para metales no féreos son más blandos como el aluminio.
ISO S	Para súper aleaciones termo resistente como aleaciones con níquel, cobalto y titanio.
ISO H	Este grupo incluye aceros con dureza entre 45 – 64 HRc y también fundición en coquilla de alrededor de 400 – 600 HB. Esta dureza provoca dificultades de mecanizado. Materiales expuestos a altas temperaturas y resultan muy abrasivos para el filo.

Fuente: (De Maquinas y Herramientas, 2014)

Una vez definidas las operaciones posibles en el torno CNC ROMI C420, los útiles de corte, los materiales que se pueden mecanizar en el torno CNC y los elementos que lo conforman, se puede realizar el diseño de la sierra circular de corte como aplicación de este proyecto.

## 2. DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA SIERRA CIRCULAR CON BANCO

La ingeniería concurrente puede estar orientada al entorno o al producto, para el desarrollo de este estudio se tomará en cuenta al producto. Así podemos analizar la fabricación, los costos, la inversión, calidad, comercialización y apariencia de las piezas que serán producidas en torno CNC.

Un producto cumple con ciertas etapas de vida, desde que se detecta una necesidad, se diseña para su desarrollo, fabricación, distribución y comercialización. Una vez usado el producto y sin ser ya susceptible de mantenimiento se desecha o recicla (Riba, 2002).

Para el diseño y desarrollo de un producto se debe tener en cuenta que tipo de recurso humano y materiales se van a intervenir.

Entre los objetivos propuestos se plantea simular la máquina para determinar el comportamiento de la misma antes de la fabricación, además de optimizar las soluciones (Riba, 2002), se deberán realizar cálculos previos donde se observen los esfuerzos y las dimensiones que se van a tomar en cuenta. También se establecerá cuáles son las piezas de revolución que pueden ser maquinadas en el torno CNC y el tipo de tolerancias que cumplirán.

La sierra circular de banco, es una máquina que se encuentra en el actual mercado, pero usando *Benchmarking* se puede realizar el análisis del producto de la competencia y complementar con propuestas que lo podrían mejorar.

Para poder evaluar el movimiento de la sierra de disco notaremos los siguientes puntos (Escalona, 2009):

- Movimiento de trabajo: Rotatorio continuo
- Movimiento de corte realizado por: Herramienta
- Movimiento de avance de máquina realizado por: Pieza

Se define como cargas muertas a las propias generadas por la máquina y cargas vivas como cargas externas a las que se somete la máquina. También se debe tener en cuenta para el cálculo de los elementos los estados: dinámicos y estáticos. El cálculo y dimensionamiento de los elementos constitutivos de la máquina son parte del desempeño satisfactorio del diseño que se quiere desarrollar.

Se selecciona una máquina con piezas que se puedan construir en torno CNC, por eso es importante estudiar la geometría de los elementos de revolución, se selecciona una sierra circular de banco porque sus principales elementos tienen esta condición geométrica y se encuentran dentro de la capacidad del torno CNC con el que se cuenta en el LABINTECDIMP.

## 2.1. Análisis de productos de la competencia (*Benchmarking*)

El objetivo que se plantea en este proyecto es diseñar el equipo y adicionalmente generar un código para torno CNC que permita producir partes seleccionadas de una Sierra de Corte de Banco, para esto se determina que el material que va a cortar esta máquina será madera, ya que es según el coeficiente de este material, que se calcula la potencia necesaria para seleccionar el motor del sistema. Por lo que se analizan las opciones que existen actualmente, en cuanto sierras circular de banco o sierras estacionarias.

Para poder analizar las opciones que se tienen se debe conocer los tipos de sierras que se ofrecen actualmente en el mercado nacional.

Tabla 2.1. Cuadro comparativo entre tres opciones existentes en el mercado de Quito.

Opción	Modelo – Distribuidor	Potencia motor [W]	Diámetro del disco [mm]	Número de dientes	Velocidad [rpm]	Precio USD
1	Skil – Kywi y Mega Kywi	1.600	254	40	3.800	314,90
2	DW745- S&B Importaciones Directas	1.700	250	40	3.800	480,00
3	Stanley Stst1825- Alessi Enríquez	1.800	250	40	4.800	223,50

Fuente: (SKIL, 2015), (DEWALT, 2001), (Stanley Black & Decker, 2002)

Ahora se sabe que las máquinas que se venden para este tipo de trabajo incluyen el disco de corte de 40 dientes, lo que indica que estas máquinas sugieren un corte de desbaste más no de acabado, tienen perfiles para poder posicionar la madera que se va a trabajar, cuentan con motores de potencias entre 1,6 [kW] a 1,8 [kW], es decir no más de 3 [hp], lo que es importante ya que el costo del motor puede influir en el costo de adquisición y mantenimiento posterior de la máquina.

Las máquinas que se colocan en la Tabla 2.1, dan una noción de lo que la sierra que se está diseñando debe tener, además de que la seguridad de operación es importante, ya que son máquinas de avance manual.

A continuación, se realiza el desarrollo de la función de calidad QFD, para poder conocer los requerimientos del usuario y las características técnicas que debe presentar la máquina.

## **2.2. Análisis de requerimientos del usuario**

Para este proceso de recolección de información, se entrevistaron a operadores de sierras de banco para poder conocer la experiencia al usar una máquina como la que se plantea y se obtuvieron los siguientes puntos para analizar:

Voz del Cliente:

- Que al realizar los cortes los dedos no estén en contacto con el disco de corte.
- Que no se pierda visibilidad debido a la viruta
- Que la mesa sea robusta para evitar fallar el corte por las vibraciones
- Que el motor no sea tan ruidoso
- Que los elementos mecánicos estén cubiertos
- Que sea de fácil limpieza
- Que su mantenimiento sea económico
- Que su adquisición sea económica
- Que pueda ser compatible con discos de corte del mercado actual
- Que cumpla con normas de seguridad
- Que corte láminas de madera sólida
- Que tenga una buena transmisión del motor al eje

Voz del ingeniero:

- Cubierta para el disco de corte
- Cuchilla divisora para el disco de corte
- Correcto posicionamiento del material a cortar
- Peso
- Verificación de niveles de sonido del motor OSHA
- Motor con carcasa cubierta
- Profundidad de corte
- Potencia de corte



- Potencia del motor
- Velocidad de corte
- Transmisión con banda
- Cumplimiento de las tolerancias de diseño
- Costo de materia prima
- Costo de maquinado CNC
- Elementos de catálogo económicos
- Distancia de poleas adecuado

Como resultado de la casa de la calidad se tiene las siguientes características críticas para implementar en la máquina:

- La prioridad de la máquina es producir cortes satisfactorios, reduciendo el riesgo e incrementando la seguridad del operario y aprovechar al máximo la potencia entregada por el motor eléctrico, mediante una transmisión seleccionada para los requerimientos de potencia de corte de la máquina.
- El tener una estructura adecuada que aloje los elementos de la máquina es importante para disponer de un desempeño óptimo durante el posicionamiento y avance de la madera sometida a corte. También es importante que se distribuya el espacio en la estructura, de manera que se pueda ubicar el sistema de transmisión con las recomendaciones de alineación de las poleas y tensión de las correas. Al montar el motor en la estructura debe controlar las vibraciones propias de este elemento. El eje que transmite movimiento también depende del buen desempeño de esta estructura. Se debe considerar la dimensión de apoyo de corte y la profundidad de corte al diseñar la estructura.
- El decir que la máquina sea compatible con los discos de corte existentes en el mercado, tiene como objetivo establecer el maquinado adecuado del eje, ya que, si no se cumple con tolerancias adecuadas, no tendrá un buen desempeño en el momento del corte. Ya que una holgura excesiva hará patinar al disco, al igual que si las dimensiones de diámetro del eje exceden al diámetro de árbol del disco, no se podrá ensamblar.
- La potencia de corte deberá ser diseñada en base a los parámetros que caracterizan el trabajar con madera dura. Existen varias opciones de madera que se pueden trabajar en el mercado, pero para diseñar la máquina se toma en cuenta


el material que exija mayor potencia de corte a la máquina, que para el caso de la madera es la dura.

- La potencia del motor y la transmisión de potencia están bastante ligadas, debido a que una mala selección de alguno de estos dos componentes no permitiría que se alcancen las revoluciones requeridas, tampoco se obtendrá la potencia necesaria para el corte. El seleccionar de manera no adecuada los elementos de estos sistemas, representa pérdidas energéticas en la máquina, incluso podría encarecer el costo de operación de la máquina.
- Se establece que la transmisión de movimiento sea por banda y poleas ya que es de fácil adquisición y tiene bajo costo de mantenimiento, además las poleas son elementos de revolución susceptibles a ser maquinado en el torno CNC.

De los criterios ubicados en la casa de la calidad, se puede determinar lo que es un deseo o un requerimiento, el deseo expresa una sugerencia para las características de la máquina, mientras que el requerimiento se considera como lo necesario para el buen funcionamiento de la máquina y que debe ser tomado en cuenta durante el diseño.

Se presenta en la Tabla 2.2, un resumen de las especificaciones que se presentan en esta parte del proceso de diseño, que se llegaron a concretar durante la discusión del proyecto.

Tabla 2.2. Resumen de especificaciones técnicas.

	<b>EMPRESA CLIENTE:</b>	ARTESANOS DE LA MADERA	<b>Fecha de inicio</b>
	<b>PRODUCTO:</b>	SIERRA CIRCULAR DE CORTE	12/05/2017
	<b>Ejecutado por:</b>	Diana Leticia Ayala Llive	Rev1. 04/10/17 Rev2. 09/10/2017
	<b>Revisado por:</b>	Ing. Javier Valverde	
	<b>Aprobado por:</b>	Ing. Mario Cesén	
<b>TIPO</b>	<b>ESPECIFICACIONES</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>REQUERIDO POR</b>
SUGERIDO	Función	Sierra circular de corte para cortar madera dura de hasta 30 [mm] de espesor, La máquina debe tener encendido y apagado desde el motor, de avance manual, sin variación de velocidades, ni variación en el ángulo de posicionamiento, con guías.	CLIENTE
SUGERIDO	Capacidad	Debe cortar madera sólida y trabajar durante 12 horas diarias	CLIENTE

NECESARIO	Fabricación y montaje	NPT-96 Sierra circular para construcción. Dispositivo de protección, con guías para cortes rectos con elementos de catálogo y fabricados en el toro CNC, para evidenciar los trabajos que se pueden realizar en laboratorio. Deben ser piezas de revolución con medidas similares a las piezas que se ofrecen en el mercado.	DISEÑADOR
NECESARIO	Señales y control	Respetar el número de decibeles dispuestos en norma para este tipo de trabajos (OHSÁ, n.d.)	CLIENTE
NECESARIO	Energía	Debe funcionar con energía eléctrica de la red, a 60Hz sin realizar ningún tipo de conexión o adaptación extra.	CLIENTE
NECESARIO	Seguridad y Ergonomía	Sierra circular para construcción. Dispositivo de protección. (NTP, 1984)	CLIENTE
NECESARIO	Movimientos	Movimiento de trabajo: Rotatorio continuo Movimiento de corte realizado por: Herramienta Movimiento de avance de máquina realizado por: Pieza	DISEÑADOR

Fuente: (Propia)

## 2.3. Definición y Diseño Conceptual

El diseño de la máquina deberá definirse por módulos funcionales que permiten organizar e implementar funciones de un producto y constructivos que permiten implantar la fabricación, facilitando las tareas de planificación de producción y disminuyen costes. (Riba, 2002)

### 2.3.1. Módulos e interfaces

Se analiza de una manera general las funciones que la máquina debe cumplir y la estructura que debe presentar para poder cumplir con estas funciones, de esta manera vemos el esquema representado en la Figura 2.1:

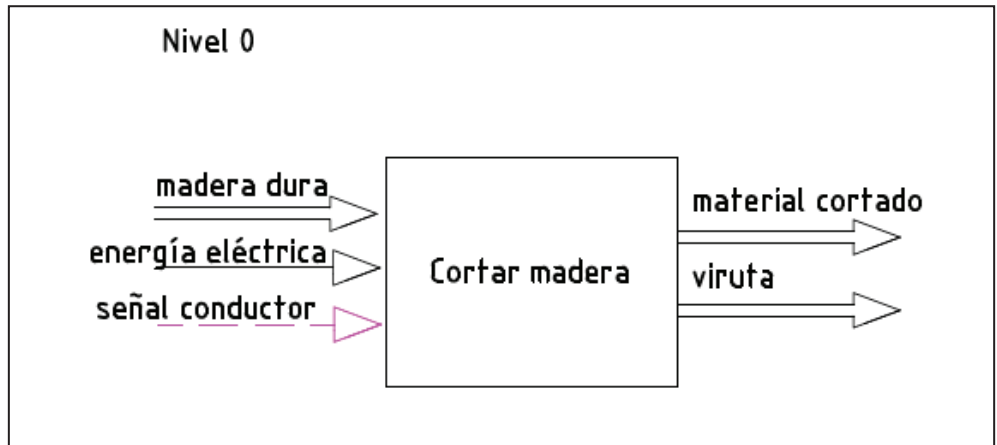


Figura 2.1. Nivel 0. Esquema de la Función global y estructura funcional para diseño de Sierra de Banco.  
Fuente: (Propia)

Ahora, se desagrega todas las interfaces que deben intervenir para cumplir con la función de la máquina, que para este estudio es la de encender la máquina mediante un motor eléctrico, transmitir el movimiento al disco, realizar el corte a la plancha, a una sola velocidad reduciendo el riesgo y cuidando la integridad del operador sin afectar la calidad de la operación, adicional también se deberá contar con perfiles de guía en la superficie de la mesa que será el soporte estructural de todos los elementos mecánicos que componen la máquina y al terminar el proceso obtener el material cortado y los residuos que resulten de la operación de corte, al finalizar el motor de la máquina deberá desactivarse.

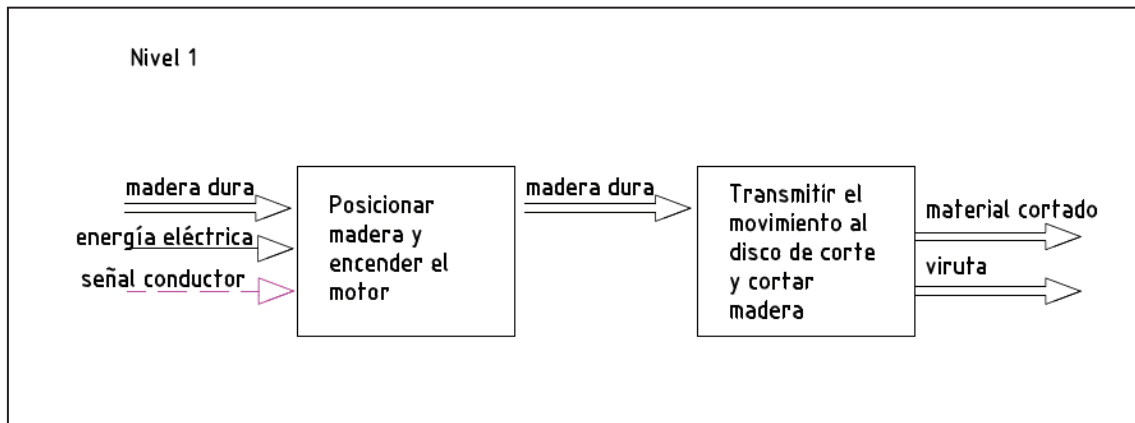


Figura 2.2. Nivel 1 para Sierra Circular de Banco.  
Fuente: (Propia)

Lo que se pretende con este proceso es identificar el funcionamiento de la máquina de corte con el operador, evitar las subdivisiones no necesarias, no duplicar procesos y de la misma manera evitar la complejidad excesiva de algunos módulos.

## 2.4. Módulo Posicionar madera y encender motor.

### 2.4.1. Posicionamiento

Para poder cortar madera se tiene tres posiciones conocidas:  $90^\circ-90^\circ$  (aserrado o *rip sawing*),  $0^\circ-90^\circ$  (corte de chapa o *veneer cutting*) y  $90^\circ-0^\circ$  (cepillado o *planing*). El primer número indica la orientación del borde de corte con respecto al anillo de la madera, el segundo indica la dirección del movimiento de la herramienta de corte con respecto al anillo de madera (Koch, 1964). Dependiendo de la dirección de los anillos se tienen las siguientes direcciones de corte o CD, ver Figura 2.3.

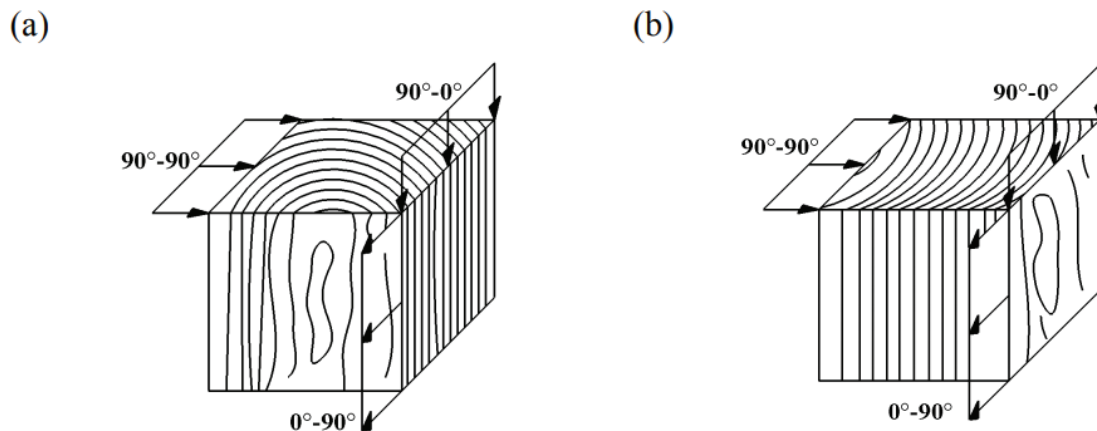


Figura 2.3. Dirección de Corte: (a) Modo I; (b) Modo II  
Fuente: (Koch, 1964)

Del Modo I se recomienda el CD  $90^\circ-90^\circ$  y el CD  $0^\circ-90^\circ$ , y del Modo II CD  $90^\circ-0^\circ$ , porque estas direcciones de corte minimizan la afectación a los anillos de crecimiento de densidad variable, debido al corte. (Koch, 1964)

Al calcular la fuerza de corte con la Ecuación 2.2, se debe determinar la resistencia al desgarre o corte de la madera  $R_C$ , teniendo en cuenta que la resistencia disminuye al aumentar el contenido de agua en la madera. (HÜTTE, MCMLVI)

Entonces la resistencia de corte ( $R_C$ ) perpendicular a la fibra de la madera que corresponde al Modo I CD  $0^\circ-90^\circ$ , con el 15% de humedad es de 2,5 [kgf/mm<sup>2</sup>] para madera dura. En un ensayo de flexión la madera dura presenta una fractura fibrosa en la parte que ha sido sometida a esa carga. (HÜTTE, MCMLVI)

## 2.4.2. Motor

Motor Eléctrico Tensión Monofásica Jaula de Ardilla con arranque por capacitor de 2 polos CA Sincrónico 60 [Hz] (Norma IEC 60034-30-1:2014), velocidad de rotación (3.520 [rpm]), protección IP55 para motor totalmente cerrado con ventilación interna TCVE, Carcasa 63 construcción según la Norma NEMA, motor con patas, para montaje horizontal, eje situado a la derecha viendo de frente a la caja de conexiones, aislamiento a 135°C, con bridas para acople en la máquina tipo FF-115. (WEG, Guía Práctica de Capacitación Técnico Comercial - Motor Eléctrico, 2017)

### Ventajas

- Protección contra acumulación de polvos perjudiciales para el motor
- Protección contra chorros de agua provenientes de todas las direcciones (agentes climáticos)
- Alto par de arranque y baja corriente de arranque
- Apto para aplicaciones con carga
- Carcasa Cerrada
- Conexión directa a la red
- Bajo costo de propiedad

### Desventajas

- Limitación de potencia
- Menor capacidad de carga de trabajo (potencia)
- El par de arranque con capacitor puede no ser suficiente
- Aplicaciones para máquinas domésticas
- Costo operacional alto

Motor Trifásico de inducción con arranque directo CA Asincrónico 60 [Hz] (Norma IEC 60034-2-1:2014), protección IP 56, Carcasa 63, niveles de presión sonora según la norma IEC 60034-9 de 48 dB(A) sin incremento al trabajar con carga, sin instalación de sombrerete. Nivel de vibraciones solo se puede determinar en el montaje según la Norma IEC 60034-14, por ejemplo para un carcasa 63 IP56 Grado A en suspensión libre (ensamble) la velocidad de vibración RMS es de 1,6 [mm/s] (WEG, WEG W22 Motor Eléctrico Trifásico , s.f.), motor con patas, para montaje horizontal, eje situado a la derecha viendo de frente a la caja de conexiones, fijación por base o carriles.

### Ventajas

- Bajo nivel de ruido de acuerdo a la OSHA para una exposición de ruido de 85 decibeles durante ocho o más horas sin protección auditiva. (OSHA, s.f.)
- Velocidad variable para más aplicaciones.
- Mayor capacidad de carga de trabajo (potencia).
- Carcasa Cerrada.
- Alto costo de propiedad.

### Desventajas

- Necesidad de un convertidor de frecuencia para conexión directa a la red.
- Incremento de temperatura por acción del convertidor de frecuencia, sobrecalentamiento del motor.
- Reducción del par nominal para evitar sobrecalentamiento del motor.
- Necesidad de ventilación forzada adicional
- Bajo costo operacional.

## 2.5. Transmitir movimiento y cortar

### 2.5.1. Transmisión por cadena de rodillos

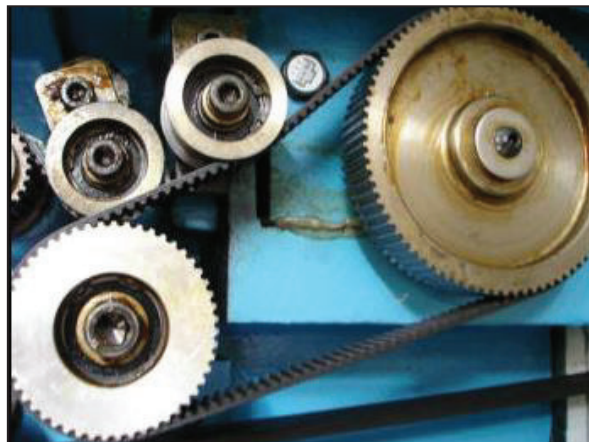


Figura 2.4. Transmisión con tensor exterior.  
Fuente: (Jaume, 2008)

### Ventajas

- La relación de transmisión se mantiene constante respecto a los sistemas banda y poleas, ya que las cadenas evitan el deslizamiento.

- Debido a que el material de la cadena tiene mejores características mecánicas respecto al material de las bandas, el sistema funciona de mejor manera ante entornos de bajas temperaturas, esto depende de su lubricación constante.
- Debido a que la transmisión de potencia se da por un engrane, no hace falta un pretensado, lo que evita sobrecarga en los ejes.

#### Desventajas

- Este es un sistema de costo de adquisición elevado frente al sistema con poleas y banda.
- El sistema es ruidoso respecto al sistema con poleas y banda.
- El montaje y mantenimiento de este sistema es más complejo, por lo tanto, implica mayor costo de inversión para su funcionamiento.

### 2.5.2. Transmisión por banda y poleas



Figura 2.5. Sistema de transmisión por banda y poleas.  
Fuente: (OPTIBELT, 2017)

#### Ventajas

- Es un sistema de transmisión económico para adquirir.
- Su mantenimiento no es costoso, ya que no hace falta lubricación y es de fácil limpieza.
- La banda es de fácil acople
- Permite transmitir potencia entre ejes no paralelos.
- Su funcionamiento es de bajo nivel de ruido respecto de otros dispositivos de transmisión.



- Las poleas corresponden a un volumen de revolución por lo que podrían maquinarse en el torno CNC

#### Desventajas

- Al no existir un tensado correcto, existe la posibilidad de deslizamiento.
- Al existir deslizamiento, se pierde la transmisión de potencia.
- Se debe comprobar seguido el tensado en las correas
- Se deterioran rápidamente ante ambientes húmedos, de baja temperatura y en contacto con lubricantes, debido a sus componentes elastómeros o sintéticos.

### 2.5.3. Disco de Corte

Se debe seleccionar un tipo de disco de corte aplicable para el tipo de sierra circular estacionaria.

También se debe seleccionar qué tipo de material se desea cortar, en la Figura 2.6 se indican las partes que conforman la hoja de Sierra. El número de dientes depende del tipo de corte que se requiere si se necesita un corte fino el disco deberá tener mayor número de dientes y un paso fino, si lo que se quiere es un corte sin acabado se necesita de un disco con menor número de dientes y un paso ancho, tomando en cuenta el espesor del material a cortar también.

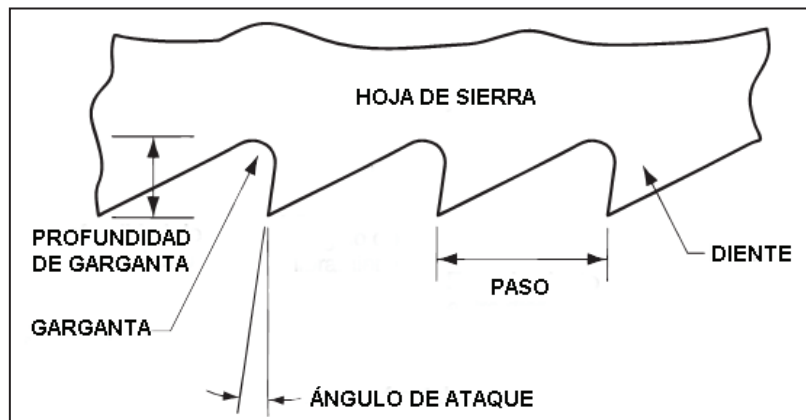


Figura 2.6. Partes de la hoja de Sierra.  
Fuente: (Herramientas, 2014)

Otro parámetro importante es el ángulo de ataque que puede ser positivo, negativo o ángulo de ataque 0°, en la Tabla 2.3, se ubica un resumen de las posibilidades de selección de la geometría del diente:

Tabla 2.3. Recomendaciones según el material a cortar

Material		Número de Dientes	Ángulo de Ataque	Geometría del diente
Madera dura y fina	Corte longitudinal	Medio-Bajo Fibrocemento	Positivo	Biselado Alterno o Variable (ATB)
	Corte transversal	Alto Forrados de vinilo		
Aglomerado y contrachapado		Medio Desbaste - Acabado	Positivo	Biselado Alterno o Variable (ATB)
Laminados, materiales no ferrosos		Alto	Negativo	Plano o Trapezoidal (TCG)
Acero		Medio-Alto Desbaste - Acabado	0	Plano o Trapezoidal (TCG)

Fuente: (Herramientas, 2014) (IRWIN M. , 2017)

Se debe tomar en cuenta el material del que está fabricado el disco, según la siguiente clasificación (Herramientas, 2014):

Acero rápido (HSS): Hojas de acero al carbono templado con puntas de aleación de cobalto, cromo, molibdeno y vanadio. Se obtienen buenos acabados superficiales. No aplicable en maderas abrasivas ni tableros aglomerados. Puede ser usados en:

- Madera blanda y Semidura
- Acero y acero inoxidable
- Materiales ferrosos y de fundición
- Tubos
- Plástico
- Aluminio

Carburo: Hojas de acero al carbono templado generalmente provistos de ranuras de expansión para reducir el calentamiento y evitar torceduras. Con dientes de carburos metálicos sinterizados (polvo de carburo de tungsteno y carburo de cobalto) o con dientes que poseen insertos de metal duro HM (*widia*), permiten obtener acabados óptimos y excelente duración. Pueden ser usados en:

- Madera blanda, dura y semidura.
- Aglomerados
- Melamínicos
- Plásticos
- Aluminio, acero, cobre y metales no ferrosos

Diamante: Hojas de acero al carbono templado con borde continuo o segmentado de diamante policristalino (PCD). Generalmente no contiene dientes, presenta excepcional dureza, tiene rendimiento superior a los insertos de metal duro, ideal para materiales altamente abrasivos, excelente desempeño en madera maciza sin nudos.

- Maderas duras y abrasivas
- Aglomerados y contrachapados
- Plásticos
- Aluminio
- Materiales no ferrosos
- Cerámica
- Vidrio
- Hormigón
- Asfalto

## 2.6. Método ordinal corregido de criterios ponderados

Los criterios de selección que se consideran relevantes son:

- a. Buena transmisión de potencia
- b. Costo
- c. Peso
- d. Mantenimiento
- e. Seguridad

En la Tabla 2.4, se evalúa el peso específico de cada criterio.

Tabla 2.4. Criterios ponderados.

Costo = Potencia > Seguridad > Mantenimiento > Peso							
Criterio	Potencia	Costo	Peso	Manten.	Segurid.	$\Sigma+1$	pondera.
Potencia		0,5	1	0	1	3,5	0,24
Costo	1		0,5	0,5	0,5	3,5	0,24
Peso	0,5	0		0,5	0	2	0,14
Mantenimiento	0,5	0,5	0		0,5	2,5	0,17
Seguridad	0,5	0,5	0	1		3	0,21
<b>suma</b>						<b>14,5</b>	<b>1,00</b>

Fuente: (Propia)

## 2.7. Selección de la alternativa

Para la selección de la alternativa, en la Tabla 2.5 se trazan las posibles alternativas que pueden configurar a la máquina que se desea obtener como solución final.

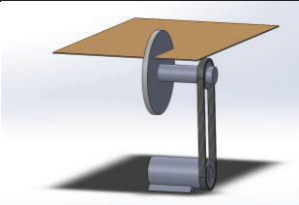
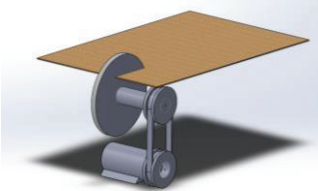
Tabla 2.5. Combinación de soluciones.

CORTAR MADERA	
DESCRIPCIÓN	Permite realizar cortes rectos de planchas de hasta 30 [mm]
Funciones	Soluciones
Posicionar madera y encender motor	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">perpendicular a la fibra y motor trifásico</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">perpendicular a la fibra y motor monofásico</div> </div>
Transmitir movimiento y cortar	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Transmisión con cadena-rodillo y disco de carburo</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Transmisión con banda plana - polea y disco de carburo</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Transmisión con banda trapecial clásica-polea y disco de carburo</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Transmisión con banda trapecial estrecha de alto rendimiento-polea y disco de carburo</div> </div>

Fuente: (Propia)

En la Tabla 2.6 se tiene los distintos esquemas que corresponden a la descripción de las alternativas obtenidas.

Tabla 2.6. Esquema de Alternativas.

Alternativa	Descripción	Imagen
1	Perpendicular a la fibra y motor trifásico con transmisión con cadena-rodillo y disco de carburo	
2	Perpendicular a la fibra y motor trifásico con transmisión con banda plana-polea y disco de carburo	

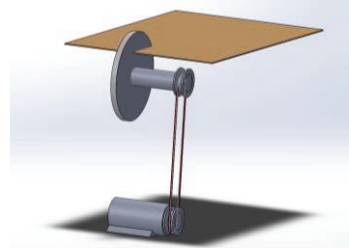
3

Perpendicular a la fibra y motor trifásico con banda trapecial clásica -polea y disco de carburo



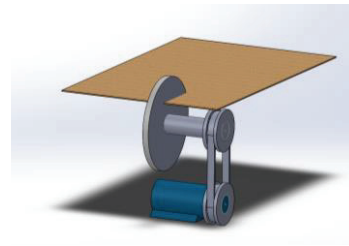
4

Perpendicular a la fibra y motor trifásico con transmisión con banda trapecial estrecha de alto rendimiento-polea y disco.



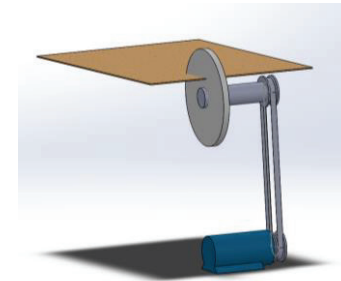
5

Perpendicular a la fibra y motor monofásico con transmisión con banda plana-polea y disco de carburo.



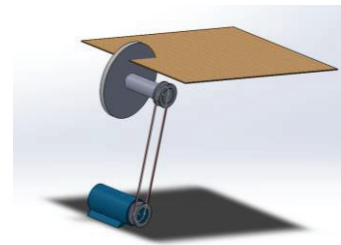
6

Perpendicular a la fibra y motor monofásico con transmisión con banda trapecial clásica-polea y disco de carburo



7

Perpendicular a la fibra y motor monofásico con transmisión con banda trapecial estrecha de alto rendimiento - polea y disco de carburo



Fuente: (Propia)

### 2.7.1. Evaluación de alternativa

Entre las siete alternativas se hará un análisis de factibilidad de acuerdo a los criterios ponderados anteriormente, para determinar la solución que se ajuste de mejor manera a los requerimientos planteados en la casa de la calidad.

Se tiene de la Tabla 2.7 a la Tabla 2.11 la evaluación de alternativas tomando en cuenta los criterios ponderados.

Tabla 2.7. Evaluación de alternativas bajo el criterio de potencia.

Alternativa 1 = Alternativa 7 > Alternativa 4 > Alternativa 3 > Alternativa 2 = Alternativa 6									
Potencia	Altern. 1	Altern. 2	Altern. 3	Altern. 4	Altern.5	Altern. 6	Altern. 7	$\Sigma+1$	pondera.
Alternativa 1		1	1	1	0	0	0,5	4,5	0,24
Alternativa 2	0		0	0	0,5	0	0	1,5	0,08
Alternativa 3	0	0,5		0	0	0,5	0,5	2,5	0,13
Alternativa 4	1	0	0		0	0,5	1	3,5	0,18
Alternativa 5	0	0	0	0		0	0	1	0,05
Alternativa 6	0	0	0,5	0	0		0	1,5	0,08
Alternativa 7	0,5	0,5	0,5	1	0,5	0,5		4,5	0,24
<b>Suma</b>								<b>19</b>	<b>1,00</b>

Fuente: (Propia)

Tabla 2.8. Evaluación de alternativas bajo el criterio de costo.

Alternativa 7 > Alternativa 2 > Alternativa 3 = Alternativa 4 > Alternativa 5 > Alternativa 1									
Costo	Altern. 1	Altern. 2	Altern. 3	Altern. 4	Altern.5	Altern. 6	Altern. 7	$\Sigma+1$	pondera.
Alternativa 1		0	0	0	0	0	0,5	1,5	0,06
Alternativa 2	1		0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	4,5	0,18
Alternativa 3	1	0,5		0	0	0,5	0,5	3,5	0,14
Alternativa 4	1	0	0		0	0,5	1	3,5	0,14
Alternativa 5	1	0	0	0		0	0	2	0,08
Alternativa 6	1	0	0,5	0	0		0	2,5	0,10
Alternativa 7	1	1	1	1	1	1		7	0,29
<b>Suma</b>								<b>24,5</b>	<b>1,00</b>

Fuente: (Propia)

Tabla 2.9. Evaluación de alternativas bajo el criterio de peso.

Alternativa 7 > Alternativa 1 > Alternativa 3 = Alternativa 4 > Alternativa 5 = Alternativa 6 > Alternativa 2									
Peso	Altern. 1	Altern. 2	Altern. 3	Altern. 4	Altern.5	Altern. 6	Altern. 7	$\Sigma+1$	pondera.
Alternativa 1		1	1	1	0	0	0,5	4,5	0,18
Alternativa 2	1		0	0	0,5	0	0	2,5	0,10
Alternativa 3	1	0,5		0	0	0,5	0,5	3,5	0,14
Alternativa 4	1	0	0		0	0,5	1	3,5	0,14
Alternativa 5	1	0,5	0,5	0		0	0	3	0,12
Alternativa 6	1	0,5	0,5	0	0		0	3	0,12
Alternativa 7	1	0,5	0,5	1	0,5	0,5		5	0,20
<b>Suma</b>								<b>25</b>	<b>1,00</b>

Fuente: (Propia)

Tabla 2.10. Evaluación de alternativas bajo el criterio de mantenimiento.

Alternativa 7 = Alternativa 4 > Alternativa 1 = Alternativa 3 > Alternativa 6 > Alternativa 2 = Alternativa 5									
Mantenim.	Altern. 1	Altern. 2	Altern. 3	Altern. 4	Altern.5	Altern. 6	Altern. 7	Σ+1	pondera.
Alternativa 1		0	0	0,5	0,5	0,5	0,5	3	0,15
Alternativa 2	0		0	0	0,5	0	0	1,5	0,08
Alternativa 3	0	0,5		0	0,5	0,5	0,5	3	0,15
Alternativa 4	1	0	0		0,5	0,5	1	4	0,21
Alternativa 5	0	0	0	0		0,5	0	1,5	0,08
Alternativa 6	0	0	0,5	0,5	0,5		0	2,5	0,13
Alternativa 7	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5		4	0,21
<b>Suma</b>								<b>19,5</b>	<b>1,00</b>

Fuente: (Propia)

Tabla 2.11. Evaluación de alternativas bajo el criterio de seguridad.

Alternativa 7 > Alternativa 1 > Alternativa 4 > Alternativa 3 > Alternativa 6 > Alternativa 2 = Alternativa 5									
Seguridad	Altern. 1	Altern. 2	Altern. 3	Altern. 4	Altern.5	Altern. 6	Altern. 7	Σ+1	pondera.
Alternativa 1		1	1	1	1	1	0,5	6,5	0,25
Alternativa 2	0		0	0	0,5	0	0	1,5	0,06
Alternativa 3	0	0,5		0	0,5	0,5	0,5	3	0,12
Alternativa 4	1	0	0		0,5	0,5	1	4	0,15
Alternativa 5	0	0	0	0		0,5	0	1,5	0,06
Alternativa 6	0	0	0,5	0,5	0,5		0	2,5	0,10
Alternativa 7	1	1	1	1	1	1		7	0,27
<b>Suma</b>								<b>26</b>	<b>1,00</b>

Fuente: (Propia)

De la evaluación realizada, en la Tabla 2.12 se realiza la evaluación de prioridad y se selecciona una alternativa.

Tabla 2.12. Tabla de conclusiones, evaluando la prioridad.

Tabla de conclusiones							
Conclusión	Potencia	Costo	Peso	Manteni.	Segurid.	Σ	prioridad
Alternativa 1	0,057	0,015	0,025	0,027	0,052	0,175	2
Alternativa 2	0,019	0,044	0,014	0,013	0,012	0,102	2=6
Alternativa 3	0,032	0,034	0,019	0,027	0,024	0,136	4
Alternativa 4	0,044	0,034	0,019	0,035	0,032	0,165	3
Alternativa 5	0,013	0,020	0,017	0,013	0,012	0,074	7
Alternativa 6	0,019	0,025	0,017	0,022	0,020	0,102	2=6
Alternativa 7	0,057	0,069	0,028	0,035	0,056	0,245	1

Fuente: (Propia)

La alternativa 7 es la seleccionada, a pesar de que la alternativa 1 transmite potencia de mejor manera, es muy costosa.

La alternativa 7 transmite la potencia de manera satisfactoria gracias a que la banda presenta dimensiones y geometría favorable para realizar un efecto de acuñamiento entre la polea y la banda, el tema de deslizamiento se puede manejar a través de un buen montaje de los elementos.

En la Figura 2.7, se presenta un esquema aproximado de los elementos que deben conformar la sierra circular de corte estacionaria.

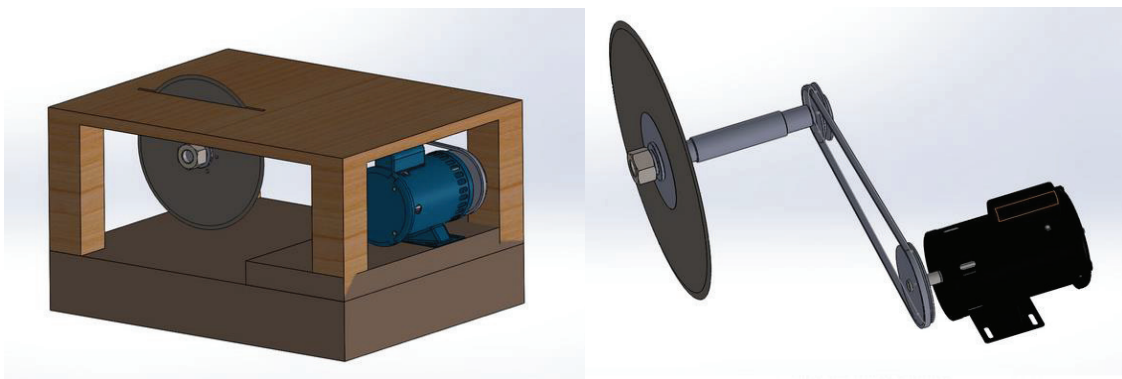


Figura 2.7. Simulación de alternativa 7

Fuente: (Propia)

## 2.8. Cálculo de la Potencia de Corte

La potencia de corte ( $P_C$ ) corresponde a la potencia que requiere realizar el corte sobre madera dura con la sierra de disco, por lo que se determina la Ecuación 2.1 :

$$P_C = F_C * V_C$$

Ecuación 2.1 (Jozef Krilek, 2014)

Siendo:

$P_C$ : potencia de corte; [W]

$F_C$ : fuerza de corte de disco; [kgf]

$V_C$ : velocidad de corte del disco; [m/s]

$$1 \left[ \text{kgf} * \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] = 1 \text{ [W]} = 0,00134 \text{ [Hp]}$$



Para obtener el valor de la fuerza de corte, se usa la Ecuación 2.2:

$$F_C = R_C * A_C$$

Ecuación 2.2

Siendo:

$R_C$ : resistencia al corte; [kgf/mm<sup>2</sup>]

$A_C$ : área de corte; [mm<sup>2</sup>]

Ahora se debe encontrar el área de corte mediante la Ecuación 2.3:

$$A_c = b * h$$

Ecuación 2.3

Siendo:

$b$ : ancho de la viruta; [mm]

$h$ : espesor de la viruta; [mm]

Al analizar la viruta, se deben involucrar todos los parámetros de funcionamiento de la máquina durante la operación de corte, así para hallar el ancho de la viruta se analiza la Ecuación 2.4:

$$b = k$$

Ecuación 2.4

Siendo:

$k$ : *kerf* del disco de corte; 3,2 [mm] (Bohman, 2017)

El *kerf* de un disco de corte esta dado por el catálogo del fabricante, para este trabajo se usa el valor de *kerf* de 3,2 [mm], se refiere al ancho de diente en contacto con la madera durante el corte.

La Figura 2.8, muestra las distintas distribuciones de dientes en la sierra, el *kerf* está dado por la longitud total del corte que afecta a la madera.

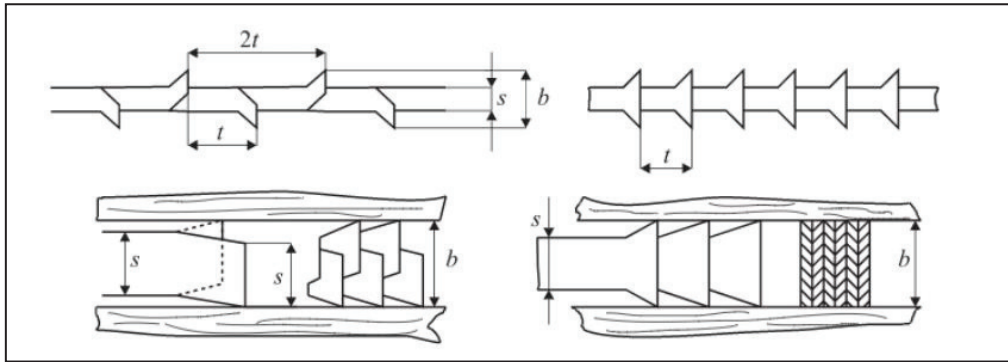


Figura 2.8. La forma de la viruta con dos tipos de dientes  
Fuente: (Ockjava, 2006)

Donde  $b$ - es el *kerf* de la sierra,  $s$ -garganta de la sierra (*gauge*),  $t$ -es el paso entre dientes de la sierra (*pitch*).

El ángulo de  $\Psi$ , corresponde a la diferencia entre el ángulo donde inicia el corte y el ángulo donde finaliza el corte, a su vez estos ángulos están dados por la profundidad de corte que debe tener la sierra y la distancia entre el centro del disco de corte y el borde inferior de la mesa. Como se indica en la Figura 2.9:

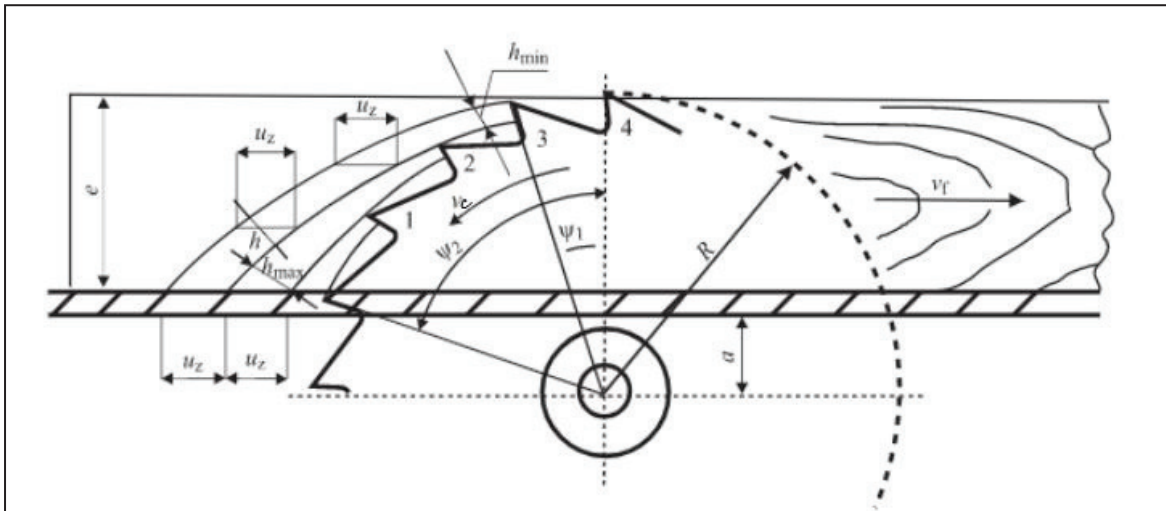


Figura 2.9. Modelo de la cinemática del corte con una sierra circular  
Fuente(Ockjava, 2006)

Donde  $v_c$ -velocidad de corte,  $v_{avance}$ -velocidad de avance,  $U_z$ - avance por diente,  $R$ -radio del disco de corte,  $e$ -profundidad de corte,  $a$ -distancia del centro del disco de corte al borde inferior de la mesa,  $h_{min,max}$ - espesor máximo y mínimo de la viruta,  $h$ -espesor promedio de la viruta,  $\Psi_1$ -ángulo donde inicia el corte de,  $\Psi_2$ -ángulo donde finaliza el corte.

El ángulo de contacto se calcula mediante la Ecuación 2.5:

$$\Psi = \Psi_2 - \Psi_1 = \arccos \frac{e + a}{R} - \arccos \frac{a}{R} = 0,33[\text{rad}] \approx 19,07^\circ$$

Ecuación 2.5

Ahora, se debe analizar la longitud de la viruta en función al ángulo de contacto, se tiene:

$$l_{chip} = \frac{\pi * \varphi_{disco} * \Psi}{360}$$

Ecuación 2.6

Siendo:

$l_{chip}$ : longitud de la viruta; [mm]

$$l_{chip} = 0.73 [mm]$$

Al seleccionar una velocidad de corte para herramienta de avance manual, no se puede trabajar con un valor menor a 40 [m/s], ya que aumenta la posibilidad de retroceso de la madera o lo que se conoce con la expresión de que la sierra “patea”, lo que representa un peligro para el operario. No puede ser mayor que 70 [m/s], ya que no es una velocidad recomendada por fabricantes de máquinas de corte con avance de material manual. Por lo que se selecciona un valor de 60 [m/s]. (ZUBIOLA, 2013)

Con la Ecuación 2.7 se obtiene el número de revoluciones necesarias para trabajar con la velocidad de corte seleccionada para la sierra.

$$n = \frac{V_c * 1.000 * 60}{\pi * \varphi_{disco}}$$

Ecuación 2.7 (ZUBIOLA, 2013)

Siendo:

$n$ : número de revoluciones por minuto; [rpm]

$V_c$ : velocidad de corte del disco; [m/s]

$\varphi_{disco}$ : diámetro del disco de corte [mm]

$$n = \frac{60 \left[ \frac{m}{s} \right] * 1.000 * 60}{\pi * 250 [mm]} = 4.583,66 [rpm]$$

El avance por diente ( $U_z$ ) recomendado también depende del tipo de madera a trabajar, el rango corresponde a 0,05 -0,15 [mm] (ZUBIOLA, 2013), se toma el valor de 0,05 [mm] para poder determinar la máxima velocidad de avance a la que el operario puede alimentar a la sierra durante el corte. Este valor se reemplaza en la Ecuación 2.8:

$$V_{avance} = \frac{U_z * n * Z}{1.000}$$

Ecuación 2.8 (ZUBIOLA, 2013)

Siendo:

$V_{avance}$ : velocidad de avance; [m/min]

$U_z$ : avance por diente; [mm]

Z: número de dientes del disco de corte

$$V_{avance} = \frac{0,05[mm] * 4.583,66[rpm] * 40}{1.000} = 9,17 \left[ \frac{m}{min} \right] \approx 0,15 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Finalmente se usa la Ecuación 2.10, para poder encontrar el valor del espesor de la viruta:

$$h = \frac{U_z * e}{l_{Chip}} = 2,07[mm]$$

Ecuación 2.9 (Ockjava, 2006)

Con estos datos se aplica la Ecuación 2.3 para área de corte y se obtiene:

$$A_c = 3,2[mm] * 2,07[mm] = 6,61[mm^2]$$

Se aplica la Ecuación 2.2 para calcular la fuerza de corte:

$$F_C = 2,5 \left[ \frac{kgf}{mm^2} \right] * 6,61[mm^2] = 16,52[kgf]$$

Finalmente se obtiene la potencia de corte con la Ecuación 2.1:

$$P_C = 16,52[kgf] * 60 \left[ \frac{m}{s} \right] = 991,33 \left[ kgf * \frac{m}{s} \right] \approx 1,33[hp]$$

Los parámetros para el disco de corte se observan en la Tabla 2.13:

Tabla 2.13. Parámetros del disco de corte útiles para realizar los cálculos.

Parámetros de disco	Símbolo	[mm]
Diámetro del Disco	$\varphi_{\text{disco}}$	250
Radio del Disco	R	125
Diámetro del eje	$\varphi_{\text{arbor}}$	30
Número de dientes	Z	40
Espesor de la mesa	$e_m$	25
Profundidad de Corte	e	30
Distancia del centro al eje	a	70
<i>kerf</i>	k	3,2

Fuente: (IRWIN, s.f.)

Al realizar los cálculos se llega a los valores de la Tabla 2.14:

Tabla 2.14. Tabla de resultados.

Material	Madera Dura		
	Símbolo	Cantidad	Unidad
Resistencia al corte	$R_c$	2,5	[kgf/mm <sup>2</sup> ]
Revoluciones	n	4.583,66	[rpm]
Velocidad de Corte	$V_c$	60	[m/s]
Velocidad de Avance	$V_{\text{avance}}$	0,15	[m/s]
Ancho de la viruta	b	3,20	[mm]
Espesor promedio de la viruta	h	2,07	[mm]
Área de corte	$A_c$	6,61	[mm <sup>2</sup> ]
Fuerza de corte	$F_c$	16,52	[kgf]
Potencia de corte	$P_c$	1,33	[hp]

Fuente: (Propia)

## 2.9. Cálculo de la potencia por inercia

Una vez determinada la potencia requerida para realizar el corte de la madera dura, se deben establecer cuáles son las inercias aproximadas que el motor debe accionar.

- Eje de transmisión
- Polea diámetro mayor
- Polea diámetro menor
- Bridas de seguridad

Una vez definidos los elementos, en la Tabla 2.15 se tiene un resumen de resultados de inercias con volúmenes aproximados a los que se obtendrán al final del diseño y la selección de los componentes de la sierra circular de corte estacionaria.

Tabla 2.15. Cálculo de momento de inercia de elementos de la sierra de corte.

Elemento	Long [m]	Diám. externo [m]	Diám. interno [m]	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Volum [m <sup>3</sup> ]	Volumen excedente* [m <sup>3</sup> ]	Volumen total [m <sup>3</sup> ]	Cnt.	Masa [kg]	Moment de inercia unitario [kg* m <sup>2</sup> ]
Eje	0,300	0,030	0,000	7.870	0,0002121	0,00002	0,00019206	1	1,51	0,00011
Polea de diámetro menor	0,024	0,095	0,028	2.700	0,0001553	0,00055	0,00039866	1	1,08	0,0004
Polea de diámetro mayor	0,024	0,132	0,011	2.700	0,0003262	0,00164	0,00131436	1	3,55	0,0002
Bridas de Seguridad	0,006	0,063	0,030	2.700	1,519E-05	0,00008	6,20E-05	2	0,33	0,0002
* Volumen excedente se refiere al volumen que se debe retirar del total debido a los vaciados para llegar a configuración geométrica requerida.									Total	0,001

Fuente: (Propia)

Con el valor total del momento de inercia debido a los componentes de la sierra se debe calcular el valor de potencia que requiere el diseño para poder vencer la inercia y este valor se debe sumar al requerimiento de potencia por la operación de corte.

Este proceso se puede ver en la Tabla 2.16, donde el momento de inercia total relacionado al número de revoluciones que son necesarias para poder realizar el corte, permite obtener el torque.

Tabla 2.16. Cálculo de la potencia por inercia

<b>Revoluciones por minuto</b>	4.583,66	[rpm]		
<b>Velocidad angular</b>	480,00	[rad/s]		
<b>Tiempo estimado de estabilización</b>	1	[s]	Valor sugerido por experiencia	
<b>Aceleración angular</b>	480,00	[rad/s <sup>2</sup> ]		
<b>Torque motor</b>	0,43	[Nm]	Influencia de la inercia	
<b>Potencia calculada por inercia</b>	0,21	[kW]	0,28	[hp]
<b>Potencia calculada por corte</b>	0,99	[kW]	1,33	[hp]
<b>Potencia Total</b>	1,20	[kW]	1,61	[hp]
<b>Potencia incrementada en 10%</b>	1,39	[kW]	1,86	[hp]

Fuente: (Propia)

Al momento la máquina requiere una potencia de 1,86 [hp], ahora se necesita analizar el comportamiento de la transmisión seleccionada que es banda trapecial estrecha de alto rendimiento.

## 2.10. Cálculo potencia de transmisión

Se establecen los parámetros de potencia consumida por la sierra circular de corte, las revoluciones por minuto que requiere la máquina para realizar el corte y la potencia requerida por inercia en la Tabla 2.17.

Tabla 2.17. Datos de la potencia requerida para realizar el corte con un incremento de 10%.

P1	1,39	[kW]	1,86	[hp]
N1	4.583,66	[rpm]	4.583,66	[rpm]

Fuente: (Propia), (WEG, Guía Práctica de Capacitación Técnico Comercial - Motor Eléctrico, 2017)

Para poder realizar los cálculos subsecuentes se determina el factor de servicio o de carga para el trabajo que realizará la sierra y las horas de trabajo diario. Se selecciona de la Tabla 2.18.

Tabla 2.18. Tabla para selección de factor de carga o de servicio. Tabla completa anexo 3.

Máquina accionada	Factor de servicio $C_2$ para horas de servicio diario. Motores monofásicos con fase auxiliar de arranque.		
	Hasta 10	Más de 10 hasta 16	A partir de 16
Transmisiones medias (máquinas herramientas)	1,1	1,2	1,3

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

Se selecciona el factor de servicio  $C_2 = 1,3$ , con este valor se puede determinar la potencia efectiva o teórica con la Ecuación 2.10.

$$P_t = P_1 * C_2$$

Ecuación 2.10 (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

$P_t$ : potencia efectiva o teórica; [kW]

$C_2$ : factor de servicio o de carga

$$P_t = 1,39 [kW] * 1,3 = 1,81 [kW] \approx 2,00 [kW]$$

Se obtiene una potencia teórica de 2,00 [kW], para 4.583,66 [rpm], según estos datos se deben analizar el diagrama del anexo 4, sobre correas trapeciales estrechas de alto rendimiento Optibelt SK según DIN 7753 Parte 1. (OPTIBELT, 2017)

El tipo de perfil que satisface a estas características de potencia y revoluciones por minuto es el tipo SPZ, este perfil de banda trapecial requiere un diámetro de la polea más pequeña de hasta 100 [mm], se recomienda no usar el valor límite de diámetro menor para poder tener un desempeño de larga duración para la banda (OPTIBELT, 2017), por lo que seleccionamos una polea de diámetro 95 [mm] del diagrama del anexo 4.

Para poder determinar la relación de transmisión, se usa la Ecuación 2.11:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Ecuación 2.11 (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

$i$ : relación de transmisión

$n_1$ : velocidad de la polea conducida; [rpm]

$n_2$ : velocidad de giro de la polea conductora; [rpm]

$d_1$ : diámetro de referencia de la polea conducida; [mm]

$d_2$ : diámetro de referencia de la polea conductora; [mm]

En este nivel, el análisis pide seleccionar un número de revoluciones que sean transmitidas a la polea motriz, por lo que en el catálogo de motores WEG del anexo 25, que corresponde a un motor de 2,2 [kW] de potencia se usa de manera provisional el valor de 3.525 [rpm].

$$i = \frac{4.583,66 [rpm]}{3.525 [rpm]} = 1,3$$

Del cálculo se obtiene una relación de transmisión de 1,3; lo que permite determinar el valor de diámetro de la segunda polea con la Ecuación 2.12.

$$d_2 = d_1 * i$$

Ecuación 2.12 (OPTIBELT, 2017)

$$d_2 = 95[mm] * 1,3 = 123,53 [mm]$$

De donde se obtiene el valor de 123,53 [mm] para la polea de mayor diámetro, este valor determina el diámetro de la segunda polea. Mediante la Tabla 2.19 se selecciona el valor de 132 [mm] para la polea de mayor diámetro.



Tabla 2.19. Poleas acanaladas trapeciales DIN 2211, correas trapeciales estrechas y DIN 2217 para correas trapeciales clásicas. Tabla completa ver anexo 5.

Perfil correa trapecial estrecha	Denominación ISO 4184	SPZ	Diámetro de referencia $d_d$		Tolerancia de concentricidad y planitud
			Mín.	Máx.	
Diámetro de referencia $d_d$		95	95,0	96,4	0,2
		132	132,0	134,1	0,3

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

Ahora se debe comprobar que las poleas de catálogo satisfagan el valor de revoluciones por minuto requeridas por la máquina, con asistencia de la Ecuación 2.13.

$$i_{vorh} = \frac{d_2}{d_1}$$

Ecuación 2.13 (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

$i_{vorh}$ : relación de transmisión para poleas seleccionadas

$$i_{vorh} = \frac{132[mm]}{95[mm]} = 1,38 \approx 1,4$$

Ahora este valor se debe multiplicar por el número de revoluciones de la polea mayor que en este caso es la motriz, para poder saber si la polea que transmite el movimiento al disco de corte tiene la velocidad correcta.

$$n_{1\ vorh} = n_2 * i_{vorh}$$

Ecuación 2.14 (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

$n_{1\ vorh}$ : número de revoluciones en el disco de corte; [rpm]

$$n_{1\ vorh} = 3.525 [rpm] * 1,4 = 4.935 [rpm]$$

El valor que se obtiene es de 4.935 [rpm], excede en un 7,6% el valor de las revoluciones necesarias para realizar el corte, pero se encuentra dentro de las revoluciones que recomienda el fabricante de la sierra de disco que son hasta 7.000 [rpm].

Ahora, para la distancia de ejes se inicia con un cálculo provisional, que da una noción de la distancia con la que puede funcionar el sistema de transmisión, se selecciona la mayor de la Tabla 2.20.

Tabla 2.20. Distancia entre ejes (selección provisional)

Recomendación	$a > 0,7(d_1+d_2)$	158,9	[mm]
	$a < 2(d_1+d_2)$	454	[mm]
	$a$	454	[mm]

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

$a$ : distancia provisional entre ejes; [mm]

Con esto se obtiene el desarrollo de referencia de la correa mediante la Ecuación 2.15.

$$L_{dht} = 2 * a + 1,57(d_g + d_k) + \frac{(d_g - d_k)^2}{4 * a}$$

Ecuación 2.15 (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

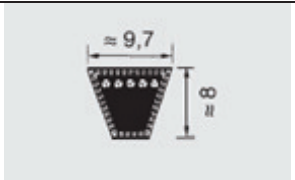
$L_{dht}$ : desarrollo de referencia calculado de la correa; [mm]

$d_g$ : diámetro de referencia de la polea mayor; [mm]

$d_k$ : diámetro de referencia de la polea menor; [mm]

$$L_{dht} = 2 * 454[mm] + 1,57(132 + 95)[mm] + \frac{(132 - 95)^2}{4 * 454} [mm] = 1.265,14[mm]$$

Tabla 2.21. Correas trapeciales estrechas de alto rendimiento DIN 7753 parte 1/ISO Tabla completa ver anexo 6.

Perfil SPZ	
Desarrollo de referencia ISO [mm]	
$L_d$	
1.262	

Fuente: (OPTIBELT, 2017).

Se selecciona con este dato la correa que tenga un valor de desarrollo inmediato inferior al calculado, este dato se encuentra en la

Tabla 2.21.

$$L_{dst} = 1.262 [mm]$$

Siendo:

$L_{dst}$ : desarrollo de referencia estándar de la correa; [mm]

Al tener valores de desarrollo de referencia estándar de la correa y el desarrollo de referencia calculado de la correa, se puede tener la distancia entre ejes nominal, que servirá para posicionar a los ejes de las poleas que se seleccionaron.

Para el valor de  $L_{dst} > L_{dth}$ :

$$a_{nom} = a + \frac{L_{dst} - L_{dth}}{2}$$

Ecuación 2.16 (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

$a_{nom}$ : distancia entre ejes nominal para el diseño; [mm]

Aplicando la ecuación 2.16, se tiene el siguiente valor:

$$a_{nom} = 454[mm] - \frac{1.265,14[mm] - 1.262[mm]}{2} = 452,43[mm]$$

En cuanto al ajuste mínimo x/y de la distancia entre ejes ( $a_{nom}$ ), se selecciona en función a la distancia de referencia de la correa calculada, en la Tabla 2.22.

Tabla 2.22. Correas trapeciales estrechas Optibelt SK. Tabla completa ver anexo 7.

Desarrollo de referencia $L_{dth} = 1.265,14[mm]$	Ajuste mínimo $x[mm]$ - para tensado o retensado.	Ajuste mínimo $y [mm]$ para montaje
		SPZ
$1.250 > L_{dth} \leq 1.800$	25	20

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

El criterio de selección es la velocidad lineal máxima permitida para el tipo de correa que se selecciona, para el caso de las correas trapeciales estrechas de alto rendimiento Optibelt, se tiene una velocidad máxima de 42 [m/s]. Se pueden tomar poleas de menor diámetro, pero serán necesarias mayor número de correas en la transmisión. Se usa la Ecuación 2.17.

$$v = \frac{d_k * n_k}{19.100}$$

Ecuación 2.17

Siendo:

$n_k$ : velocidad de giro de la polea pequeña, [rpm]

$$v = \frac{95[mm] * 4.935[rpm]}{19.100} = 24,55 \left[ \frac{m}{s} \right]$$
$$v = 24,55 \left[ \frac{m}{s} \right] < 42 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Por lo que se encuentra dentro del rango de velocidad permitido para la correa seleccionada.

Para calcular la frecuencia que le corresponde a la correa que se selecciona, se tiene la Ecuación 2.18, teniendo presente que la restricción para la frecuencia es  $F_b < 100[s^{-1}]$

$$F_b = \frac{2 * 1.000 * v}{L_{dst}}$$

Ecuación 2.18 (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

$F_b$ : frecuencia de flexión de la correa; [ $s^{-1}$ ]

$$F_b = \frac{2 * 1.000 * 24,55 \left[ \frac{m}{s} \right]}{1.262 [mm]} = 38,91 [s^{-1}]$$
$$F_b = 38,91 [s^{-1}] < 100[s^{-1}]$$

Por lo que la frecuencia de flexión de la correa se encuentra en el rango permitido de la correa seleccionada.

Se obtiene el valor de arco de abrazo y factor de corrección mediante la relación de la Ecuación 2.19:

$$\frac{dg - dk}{a_{nom}}$$

Ecuación 2.19 (OPTIBELT, 2017)

$$\frac{dg - dk}{a_{nom}} = \frac{132 - 95}{452,43} = 0,08$$

Una vez que se encuentra el valor de esta relación, se revisa la Tabla 2.23, para este valor es necesario realizar una interpolación lineal.

Tabla 2.23. Tabla de valores de arco de abrazo  $\beta$  y factor de corrección  $C_1$ . Tabla completa ver anexo 8.

$\frac{dg - dk}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	$C_1$
0,05	174°	1,00
0,10	171°	1,00

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

$$\beta = \frac{(0,05 - 0,08)}{(0,05 - 0,10)} * (174 - 171) + 174 = 173^\circ$$

Al realizar la iteración lineal se obtiene el siguiente valor en la Tabla 2.24:

Tabla 2.24. Tabla de resultados de la interpolación lineal.

$\frac{dg - dk}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	$C_1$
0,05	174°	1,00
0,08	173°	1,00
0,10	171°	1,00

Fuente: (Propia)

Para poder determinar el factor de desarrollo  $C_3$ , “se considera la flexión de la correa basándose en el desarrollo de referencia para el perfil de la correa en cuestión”. (OPTIBELT, 2017)

De lo que se deduce que si el valor de desarrollo utilizado de la correa es mayor al desarrollo de referencia, el valor de  $C_3$  será mayor a 1,00, si el desarrollo utilizado de la correa es igual al desarrollo de referencia,  $C_3$  será igual a 1,00 y si el desarrollo utilizado de correa es menor al desarrollo de referencia, entonces  $C_3$  será menor a 1,00. (OPTIBELT, 2017)

Y para este caso se da que el valor de  $C_3$  es menor a 1,00 y en la Tabla 2.25 se observan los valores próximos al seleccionado.

Tabla 2.25. Factor de desarrollo  $C_3$  para correas trapeciales estrechas Optibelt. Tabla completa ver anexo 9.

<b>Perfil SPZ</b>	
<b>Desarrollo de referencia</b>	<b><math>C_3</math></b>
1.250	0,95
1.320	0,96

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

Al realizar la iteración lineal se obtiene el siguiente valor:

$$C_3 = \frac{(1.250 - 1.262)}{(1.250 - 1.320)} * (0,95 - 0,96) + 0,95 = 0,96$$

El valor calculado se ubica en la Tabla 2.26.

Tabla 2.26. Tabla de resultados de la interpolación lineal.

Perfil SPZ	
Desarrollo de referencia	C <sub>3</sub>
1.250	0,95
1.262	0,96
1.320	0,96

Fuente: (Propia)

Ahora se debe hallar la potencia nominal que puede transmitir la correa. Para esto se debe usar la tabla 2.27, donde se determinará por el valor de  $n_k$  y  $d_k$ , si es necesario se debe hacer interpolación lineal para encontrar el valor que corresponde.

Tabla 2.27. Potencia nominal para perfiles SPZ,  $\beta=180^\circ$  y  $L_d = 1.600 [mm]$  Tabla completa ver anexo 8.

Diámetro de referencia de la olea pequeña $d_k$	$v \left[ \frac{m}{s} \right]$	$n_k$	$P_N [kW]$	Valor suplemento
95	20 – 25	4.900	5,45	0,64
		5.000	5,50	0,66
		$i_{vorh} = 1,4$		1,27 a 1,57

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

Para los datos que han obtenido, es necesario realizar una interpolación lineal:

$$P_N = \frac{(4.900 - 4.935)}{(4.900 - 5.000)} * (5,45 - 5,50) + 5,45 = 5,48 [kW]$$

El valor obtenido de la interpolación se ubica en la Tabla 2.28.

Tabla 2.28. Valores interpolados de la tabla II-30. Ver anexo 9

Diámetro de referencia de la olea pequeña $d_k$	$v \left[ \frac{m}{s} \right]$	$n_k$	$P_N$	Valor suplemento
95	20 – 25	4.900	5,45	0,64
		4.935	5,48	0,65
		5.000	5,50	0,66
		$i_{vorh} = 1,4$		1,27 a 1,57

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

Para tener la potencia nominal, se debe corregir con el suplemento de potencia por correa para un  $i_{vorh} = 1,389$ ; se aplica la Ecuación 2.20.

$$P_N = P_{N-tabla} + \text{Valor del suplemento}$$

Ecuación 2.20 (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

$P_N$ : potencia nominal; [kW]

$P_{N-tabla}$ : potencia obtenida de la Tabla 2.28.

$$P_N = 5,48 + 0,65 = 6,13 \text{ [kW]}$$

Con estos valores se puede obtener el número de correas necesaria para realizar esta transmisión en la Ecuación 2.21.

$$Z_{th} = \frac{P * C_2}{P_N * C_1 * C_3}$$

Ecuación 2.21 (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

$Z_{th}$ : número de correas

$P$ : potencia transmitida por la correa; [kW]

$$Z_{th} = \frac{2[\text{kW}] * 1,3}{6,13[\text{kW}] * 1 * 0,96} = 0,44$$

El valor obtenido para el número de correas indica que es suficiente con colocar una correa. Ahora, se determina la tensión estática mínima por correa, con ayuda de la Ecuación 2.22.

$$T = \frac{500 * (2,02 - C_1) * P_t}{C_1 * Z_{th} * v} + k * v^2$$

Ecuación 2.22 (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

$T$ : tensión estática mínima por correa; [N]

$k$ : constante para el cálculo de la fuerza centrífuga, ver anexo 10;  $k=0,07$

$$T = \frac{500 * (2,02 - 1) * 2[\text{kW}]}{1 * 1 * 24,55 \left[ \frac{m}{s} \right]} + 0,07 * \left( 24,55 \left[ \frac{m}{s} \right] \right)^2$$

$$T = 83,74[\text{N}]$$

Para el primer montaje se considera el factor de 1,3 (OPTIBELT, 2017), entonces:

$$T_{erst\ montage} = 83,74[N] * 1,3 = 108,86[N]$$

La tensión calculada nos permite evaluar la fuerza estática mínima sobre el eje con la Ecuación 2.23

$$S_a = 2 * T * \text{sen}\left(\frac{\beta}{2}\right) * Z_{th}$$

Ecuación 2.23 (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

$S_a$ : fuerza estática mínima sobre el eje; [N]

$$S_a = 2 * 83,74[N] * \text{sen}\left(\frac{173^\circ}{2}\right) * 1 = 167,17 [N]$$

Para el primer montaje se considera el factor 1,3 (OPTIBELT, 2017), por lo tanto:

$$S_a = 167,17[N] * 1,3 = 217,31[N]$$

Por el tema de tensado de correa trapecial durante el montaje, se calcula la flecha del ramal que es el valor aproximado en que la correa se curva en el tensado con la Ecuación 2.24, como se observa en la Figura 2.10:

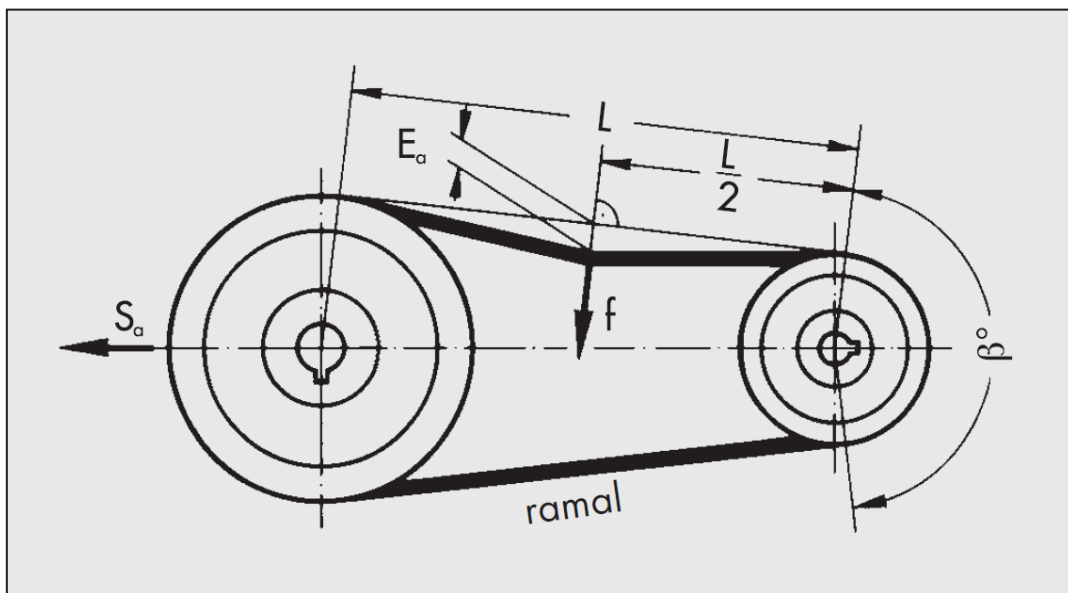


Figura 2.10. Control de la tensión de la correa mediante la flecha del ramal.  
Fuente: (OPTIBELT, 2017)



Donde  $E_a$ -Flecha ramal,  $S_a$ -Fuerza estática mínima sobre el eje,  $L$ -longitud del ramal,  $\beta^\circ$ - arco de abrazo,  $f$ -fuerza de prueba de correa.

$$E_a = \frac{E * L}{100}$$

Ecuación 2.24 (OPTIBELT, 2017)

Siendo:

$E_a$ : flecha del ramal; [mm]

$E$ : flecha del ramal por 100 [mm] de longitud

$L$ : longitud del ramal; [mm]

Se puede obtener el valor de  $E$  es igual a 2,6 de la curva característica de tensión para correas trapeciales estrechas de alto rendimiento según DIN 7753 parte 1 del anexo 10, para seleccionar el valor de flecha para cada 100[mm] de ramal.

Para calcular la longitud del ramal se usa la Ecuación 2.25:

$$L = a_{nom} * \text{sen}\left(\frac{\beta^\circ}{2}\right)$$

Ecuación 2.25 (OPTIBELT, 2017)

$$L = 452,43[\text{mm}] * \text{sen}\left(\frac{173^\circ}{2}\right) = 451,59[\text{mm}]$$

Por lo que:

$$E_a = \frac{2,6 * 451,59[\text{mm}]}{100} = 11,74[\text{mm}]$$

Como se determina en los cálculos, momento del montaje la correa debería tener una flecha de ramal de 11,74 [mm], lo que asegura que la correa funcionará dentro de un valor de tensión aceptable, lo que no reducirá su vida útil por carencias constructivas.

El resumen de estos cálculos se presenta en la Tabla 2.29 y su respectivo esquema en la Figura 2.11.

Tabla 2.29. Reporte de cálculo de transmisión para correa trapecial.

Cálculo de Transmisión			
Máquina motriz	Motor monofásico		
Máquina de trabajo	Sierra circular de corte		
Potencia de Cálculo	Pt	2	[kW]
Potencia de la máquina motriz provisional	P1	2,2	[kW]
Diámetro básico polea 1	dk	95	[mm]
Diámetro básico polea 2	dg	132	[mm]
Desarrollo básico	L	451,56	[mm]
Distancia entre ejes efectiva	anom	452,43	[mm]
Recorrido de ajuste para colocación	y	20	[mm]
Recorrido de ajuste para Tensar	x	25	[mm]
Factor de carga efectivo	C2	1,3	
Velocidad correa	V	24,55	[m/s]
Flexión alternativa	fb	38,90	[1/s]
Potencia nominal por correa	PN	6,13	[kW]
Factor angular	C1	1	
Factor longitudinal	C3	0,96	
Arco abrazado polea pequeña	$\beta$	173	°
Número de correas calculado	Zth	1	
Fuerza axial estática, primer montaje	Sast	217,15	[N]
Fuerza axial estática, correas rodadas	Sast	167,04	[N]
Tensión estática mínima por correa primer montaje	T	108,86	[N]
Tensión estática mínima por correa correas rodadas	T	83,74	[N]
Selección de correa			
1 correa trapecial estrecha Optibelt SK de alto rendimiento SPZ 1262 Ld			

Fuente: (Propia)

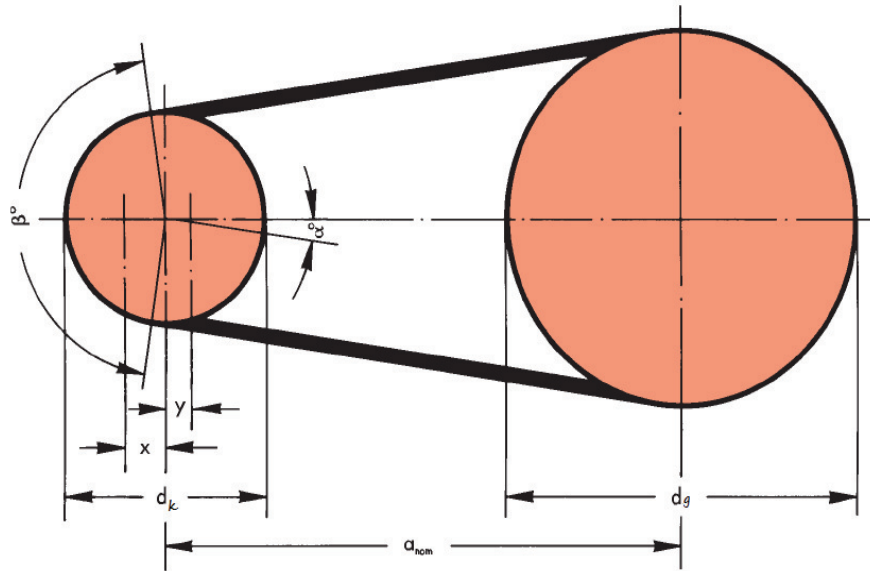


Figura 2.11 Esquema de Sistema de transmisión por poleas y correa.

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

## 2.11. Selección de motor

Ahora que ya se conoce cuanta potencia va a necesitar el realizar el corte, vencer la inercia de los elementos y la potencia teórica que el sistema de transmisión puede transmitir se realizará la selección del motor más adecuado.

Teniendo en cuenta la selección de motor monofásico con arranque asistido, el rango de potencias de este tipo de motores disponibles en el mercado deberá cubrir las necesidades de potencia ya planteadas, en la Tabla 2.30 se da un resumen de las potencias requeridas:

Tabla 2.30 Tabla resumen de potencias requeridas para la sierra circular de corte.

Tipo de potencia	Potencia [kW]	Potencia [hp]
Potencia de Corte	0,99	1,33
Potencia por Inercia	0,22	0,29
Incremento del 10% por elementos no considerados	0,18	0,24
Total de potencia mecánica requerida	1,39	1,86

Fuente: (Propia)

Los motores monofásicos de dos polos con esa potencia aproximada son los que se ubican en la Tabla 2.31:

Tabla 2.31 Cuadro de resumen de motores aplicables a la sierra circular de corte de banco. Ver anexo 25.

Potencia [kW]	Potencia aplicada la eficiencia [hp]	Revoluciones [rpm]	% Eficiencia	Potencia aplicada la eficiencia [kW]
1,5	2	3.520	77,7	1,20
2,2	3	3.525	81,8	1,8
3,0	4	3.520	82,1	2,46

Fuente: (Propia)

$$P_{motor} = \frac{P_{mecánica}}{n_{motor}}$$

Ecuación 2.26

Siendo

$P_{motor}$ : potencia del motor

$P_{mecánica}$ : potencia mecánica requerida

$n_{motor}$ : eficiencia del motor seleccionado

Ahora el valor de la potencia mecánica es evaluado en la Ecuación 2.26 con la eficiencia del motor que puede servir:

$$P_{motor} = \frac{1,39[kW]}{0,81} = 1,71 [kW]$$

Hay que tomar en cuenta que la selección del motor tiene una influencia importante en los costos de construcción de la primera unidad de la máquina, por lo que se hace el análisis sobre la potencia requerida por el sistema de sierra circular de corte y la potencia transmitida teniendo en cuenta la eficiencia de la correa.

Se selecciona el motor de 2,2 [kW] de potencia nominal. Ya que este fue el motor que se usó para poder realizar la selección del sistema de transmisión, no es necesario realizar un replanteamiento de cálculos.

## 2.12. Diseño para cargas estáticas

Se ha calculado el valor de la tensión estática mínima durante el primer montaje, sin embargo, la tensión en cada ramal de la correa es diferente durante el funcionamiento de la sierra, se debe entender también que existe una polea conducida y otra conductora, por tanto, habrá un ramal tenso y un ramal flojo.

Esto depende también del coeficiente de fricción que le corresponde al fabricante, las correas Optibelt indican que la eficiencia de sus correas es del 97%, sin embargo, no se encontró un dato de rozamiento.

En el libro de Diseño de Máquinas de Shigley, durante el análisis de este tipo de transmisión se considera un coeficiente de fricción efectivo de 0,51 (Budynas, 2008), con esto se analiza el cálculo para las tensiones con la Ecuación 2.27:

$$\Delta F = \frac{\frac{P_{motor}}{Zht}}{n * \frac{d_{polea\ menor}}{2}}$$

Ecuación 2.27 (Budynas, 2008)

Siendo:

$\Delta F$ : tensión transmitida por banda

$P_{motor}$ : potencia del motor

$n$ : número de revoluciones

$d_{polea\ menor}$ : diámetro de la polea menor

$$\Delta F = \frac{\frac{2,2 [kW]}{1}}{\frac{2\pi}{60} * 4.935 \left[ \frac{rev}{min} \right] * \frac{0,095[m]}{2}} = 89,62[N]$$

Se calcula la tensión centrífuga de la correa con la Ecuación 2.28:

$$T_c = Km * v^2$$

Ecuación 2.28 (Budynas, 2008)

Siendo:

$T_c$ : Tensión centrífuga

$Km$ : masa por unidad de longitud de la correa;  $0,074 \text{ kg/m}$  (OPTIBELT, 2017)

$v^2$ : velocidad de la banda al cuadrado

$$T_c = 0,074 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right] * \left( 24,55 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \right)^2 = 44,60 [\text{N}]$$

Ahora, para la primera tensión se calcula con la Ecuación 2.29:

$$F_1 = T_c + \frac{\Delta F \exp(f * \beta)}{\exp(f * \beta) - 1}$$

Ecuación 2.29 (Budynas, 2008)

Siendo:

$F_1$ : primera tensión en la correa

$f$ : coeficiente de fricción efectivo de la correa

$$F_1 = 44,60 [\text{N}] + \frac{89,62 [\text{N}] \exp(0,51 * 3 [\text{rad}])}{\exp(0,51 * 3 [\text{rad}]) - 1} = 158,99 [\text{N}]$$

Una vez calculada la primera tensión, la tensión del segundo ramal se calcula con la Ecuación 2.30:

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

Ecuación 2.30 (Budynas, 2008)

Siendo:

$F_2$ : segunda tensión en la correa

$$F_2 = 158,99 [\text{N}] - 89,62 [\text{N}] = 69,37 [\text{N}]$$

Con esto quedan definidas las tensiones sobre los dos ramales de la correa SPZ seleccionada en función de las características del motor seleccionado.

### 2.12.1. Diagrama de cuerpo libre del disco de corte

El análisis de las fuerzas que se producen durante el corte de la sierra tiende a ser desde la madera al disco, por lo que se traza un esquema con esta disposición de fuerzas en la Figura 2.12.

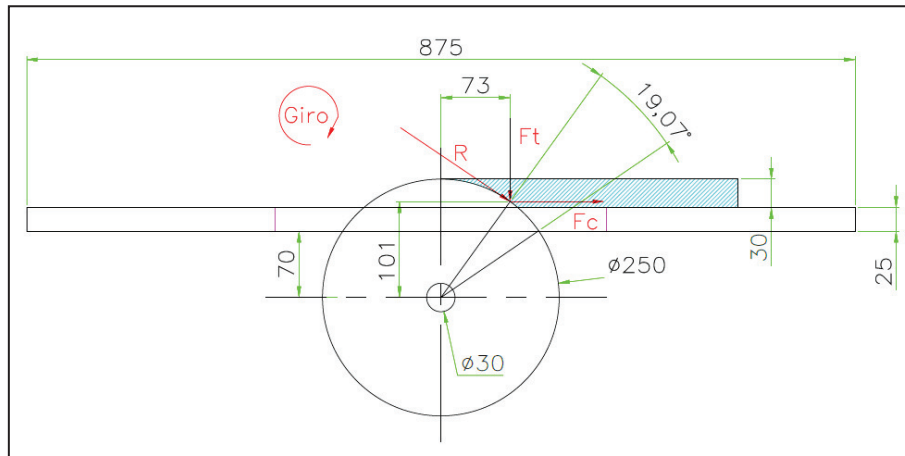


Figura 2.12. Esquema para las fuerzas aplicadas del disco a la madera.  
Fuente: (Propia)

Las fuerzas se trasladan al diagrama de cuerpo libre del disco de corte en la Figura 2.13, se aplica las fuerzas trasladadas al eje, lo que implica generar un momento en el plano de acción de la fuerza.

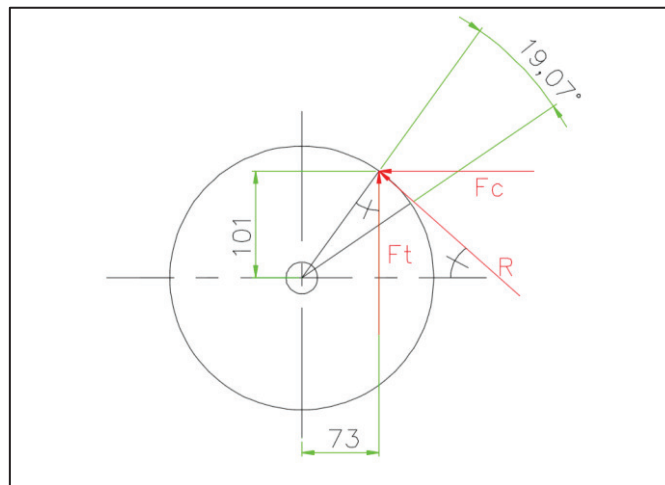


Figura 2.13. Diagrama de cuerpo libre para el disco de corte.  
Fuente: (Propia)

Se obtiene el ángulo que el vector resultante presenta con el eje horizontal y por ángulos complementarios se tiene:

$$\hat{1} = \gamma$$

$$\tan \gamma = \frac{73}{101}$$

$$\gamma = 35,85^\circ$$

Con este valor se obtienen las componentes de la fuerza de corte, la resultante tiene el valor de la fuerza calculada anteriormente para obtener la potencia con la Ecuación 2.31.

$$F_c = R * \cos(35,85^\circ)$$

Ecuación 2.31

$$F_c = 162,01[N] * \cos(35,85^\circ) = 131,32[N]$$

Ahora, para la fuerza de empuje se tiene la Ecuación 2.32:

$$F_t = R * \sen(35,85^\circ)$$

Ecuación 2.32

$$F_t = 162,01[N] * \sen(35,85^\circ) = 94,88[N]$$

Estas son las cargas que se transmiten al eje debido al corte que se produce en el disco.

### **2.12.2. Diagrama de cuerpo libre para polea montada en el eje**

Para realizar el diagrama de cuerpo libre de esta polea hay que considerar el ángulo de inclinación del ramal, que se puede obtener de la siguiente relación:

$$\alpha = 90^\circ - \frac{\beta}{2}$$

Siendo:

$\alpha$ : ángulo de inclinación del ramal

$$\alpha = 90^\circ - \frac{173^\circ}{2} = 3,5^\circ$$

Se calculan las componentes de las tensiones de cada ramal con respecto de la polea colocada sobre el eje, a fin de determinar las magnitudes de estas componentes respecto de la tensión resultante.



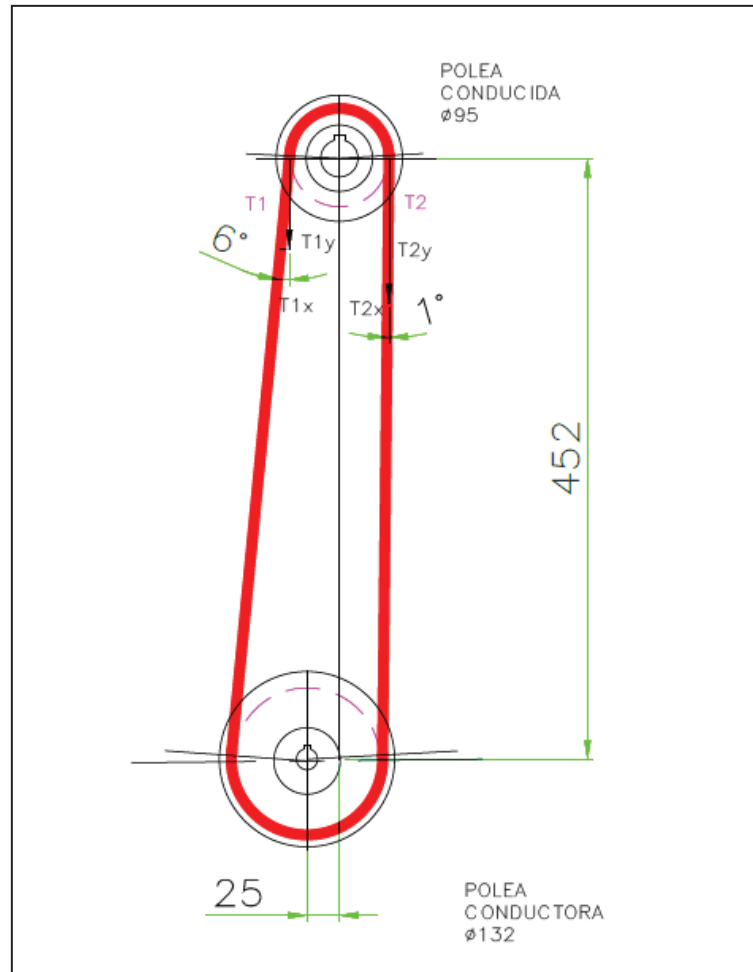


Figura 2.14. Diagrama de cuerpo libre con respecto a la polea montada sobre el eje que transmite potencia a la máquina.  
Fuente: (Propia)

Ahora se determinan los valores de las componentes, para poder determinar el momento de torsión sobre la polea al trasladar las tensiones al eje.

$$T_{1y} = 158,99[N] * \cos(6^\circ) = 158,11 [N]$$

$$T_{1x} = 158,99[N] * \text{sen}(6^\circ) = 16,62[N]$$

Así como:

$$T_{2y} = 69,37[N] * \cos(1^\circ) = 69,36 [N]$$

$$T_{2x} = 69,37[N] * \text{sen}(1^\circ) = 1,21 [N]$$

Por lo que se puede tomar como el valor de la  $T1_y \approx T1$ , así como  $T2_y \approx T2$ . Con esto presente se definen las cargas por tensión sobre el eje.

### 2.12.3. Cálculo del momento torsor en el eje de transmisión

Finalmente se debe calcular la torsión que afectará a lo largo del eje, esto se consigue ingresando la potencia calculada para el sistema y relacionándola con la velocidad angular, este valor corresponde a las revoluciones por minuto que experimenta el disco de corte por la transmisión calculada, con la Ecuación 2.33.

$$P_{sist} = T' * \omega$$

Ecuación 2.33

Siendo:

$P_{sist}$ : potencia requerida para el corte; 1,39 [kW]

$T'$ : torque

$\omega$ : velocidad angular

$$T' = \frac{1,39 * 10^3 [W]}{4.935 \left[ \frac{rev}{min} \right] * \frac{2\pi}{60 [s]}} = 2,69 [N * m]$$

### 2.12.4. Diagrama de cuerpo libre para el eje

El diagrama de cuerpo libre permite colocar las cargas que se consideraron a lo largo de este capítulo, en un sistema de referencia en tres ejes.

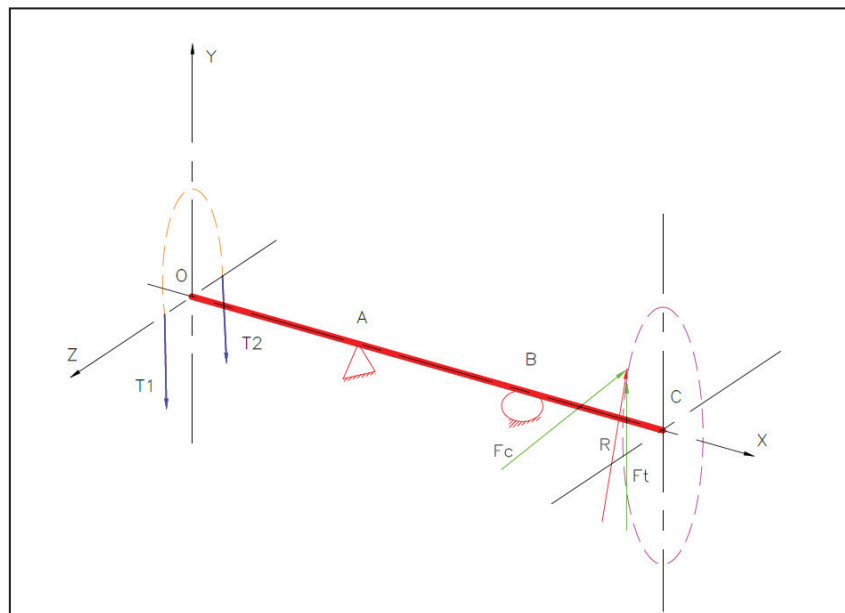


Figura 2.15. Esquema para el eje con las distintas cargas.

Fuente: (Propia)

Respecto al esquema de la Figura 2.15, se realiza el DCL para el eje, tomando en cuenta que los momentos flectores se dan en dos planos y el momento torsor producido por el motor afecta a todo el largo del eje.

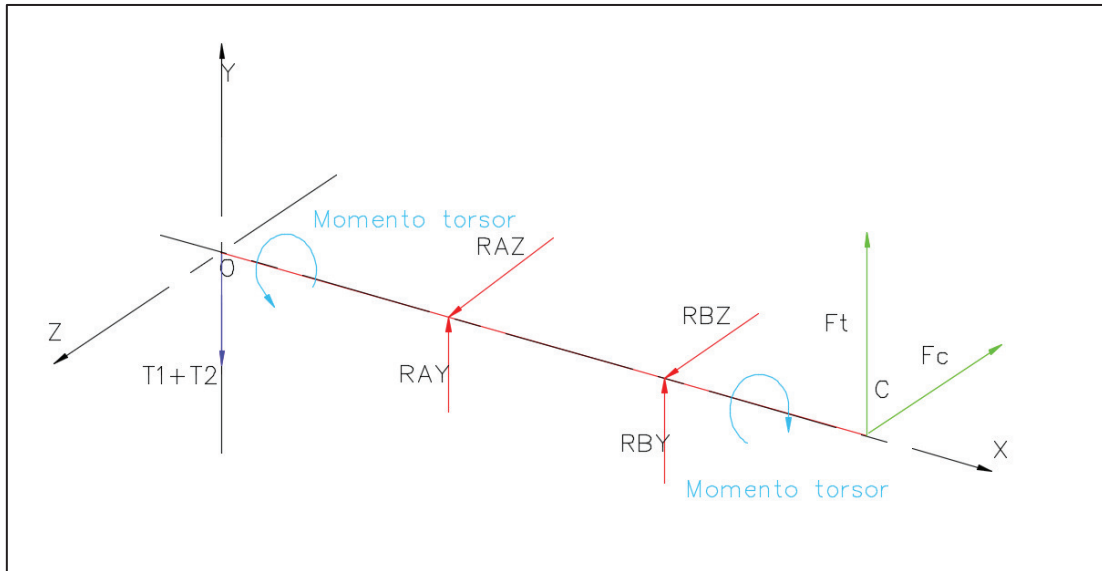
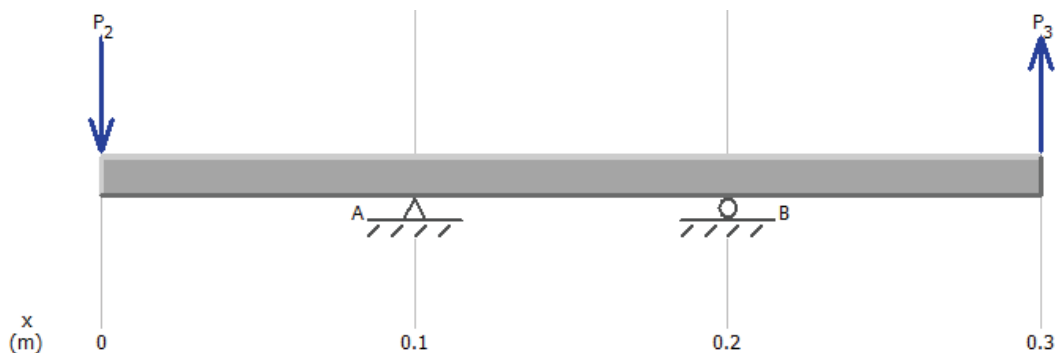


Figura 2.16. Diagrama de cuerpo libre para las cargas ejecutadas sobre el eje con sus respectivos momentos flectores desarrollados en el plano correspondiente y el momento torsor a lo largo del eje producido por la transmisión de potencia originada en el motor.  
Fuente: (Propia)

Como ya se han obtenido los valores debido a las cargas sobre el eje ubicadas en la Figura 2.16, el momento producido sobre el eje y se ha establecido aproximadamente la distribución de los elementos a lo largo del eje, se usa un simulador con licencia estudiantil de 30 días para poder representar las cargas y obtener los diagramas de cortante y momento flector.

### Análisis de cargas en el plano X-Y con asistencia del Software MD-Solids



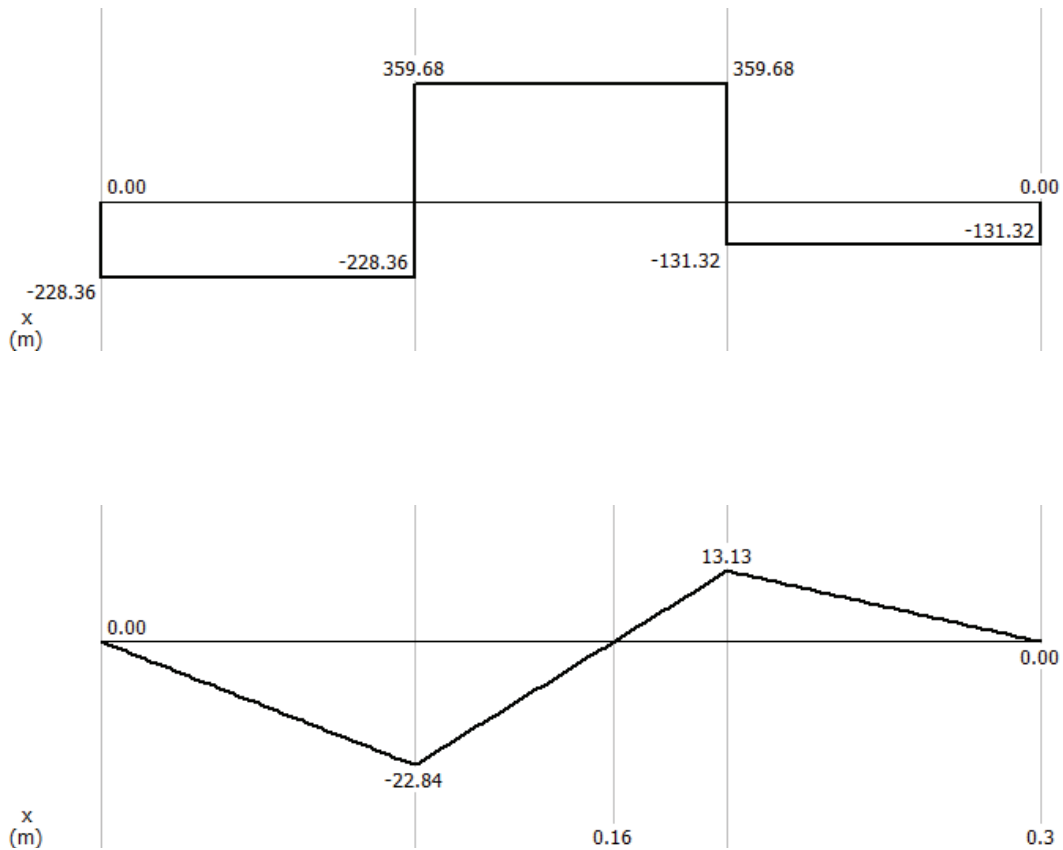


Figura 2.17. Diagrama de carga, diagrama de corte y de momento flector para el plano X-Y.  
Fuente: (Propia)

Los valores que corresponden a las cargas ingresadas, las reacciones y momentos flexionantes calculados por el software de la figura anterior corresponden a la siguiente descripción de la Tabla 2.32:

Tabla 2.32. Descripción de las cargas ingresadas y de las reacciones calculadas por MD-solids.

Cargas	Reacciones
$F_1 = P_1 = 158,99 [N]$	$A_y = 588,04 [N]$
$F_2 = P_2 = 69,37[N]$	$B_y = -491,00 [N]$
$F_t = P_3 = 131,32[N]$	<b>Momentos flectores</b>
	$M_{Axy} = 22,84 [N * m]$
	$M_{Bxy} = 13,13 [N * m]$

Fuente: (Propia)

## Análisis de cargas en el plano X-Z con asistencia del Software MD-Solids

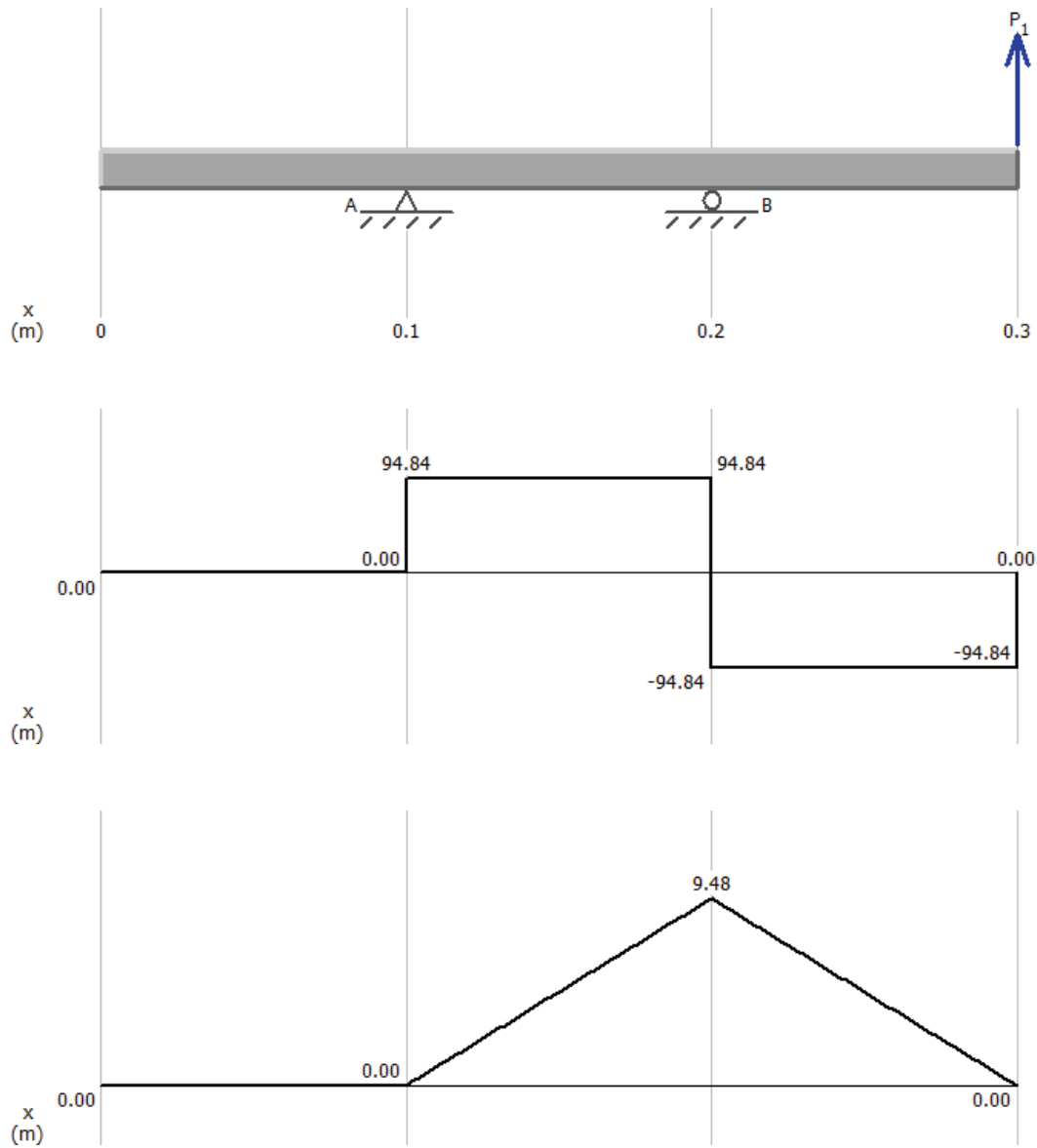


Figura 2.18. Diagrama de carga, diagrama de corte y de momento flector para el plano X-Z.  
Fuente: (Propia)

Los valores que corresponden a las cargas ingresadas y las reacciones y momentos flexionantes calculados por el software de la figura anterior corresponden a la siguiente descripción de la Tabla 2.33:

Tabla 2.33. Descripción de las cargas ingresadas y de las reacciones calculadas por MD-solids.

Cargas	Reacciones
$P_1 = Fc = 94,88 [N]$	$A_{xz} = 94,84 [N]$ $B_{xz} = 189,68 [N]$
	Momentos flectores
	$M_{Bxz} = 9,48 [N * m]$

Fuente: (Propia)

Se calcula los momentos flectores de los diagramas realizados:

$$M_A = \sqrt{22,84^2 + 0^2} = 22,84 [N * m]$$

$$M_B = \sqrt{13,13^2 + 9,48^2} = 16,19 [N * m]$$

El momento flexionante en el punto A es el máximo con un valor de 22,84 [N\*m].

### 2.13. Diseño estático del eje de transmisión

Para realizar el diseño estático del eje, se debe seleccionar una teoría de falla que pruebe que los esfuerzos internos no sobre pasan a la resistencia del material. Como el material que se selecciona es un acero AISI 1018, entra en el rango de materiales dúctiles, por lo tanto, se trabajará en función a la resistencia a la fluencia del material. Se debe tener en consideración que la resistencia a compresión y a tensión de un material dúctil es el mismo a menos que se tenga información contraria, en materiales isotrópicos. (Shigley, 1983)

La teoría de falla de la energía de distorsión máxima (ED), permite determinar que la falla ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen, alcanza o excede la energía de deformación máxima por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o compresión del mismo material. (Shigley, 1983)

Condiciones para aplicar la teoría de falla de la energía de distorsión (Shigley, 1983):

- $\epsilon_f > 0,05$
- $Sy_t = Sy_c$

Siendo:

$\varepsilon_f$ : deformación real a la fractura

$S_{yt}$ : resistencia de la fluencia a la tensión

$S_{yc}$ : resistencia de la fluencia a la compresión

### **Cálculo del diámetro mínimo del eje, por diseño estático de eje de transmisión por teoría de falla ED.**

$$d_{min} = \left[ \frac{32 * n'}{\pi * S_y} * \left( M_B^2 + 3 * \frac{T'^2}{4} \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Ecuación 2.34 (Shigley, 1983)

Siendo:

$d_{min}$ : diámetro mínimo del eje de transmisión; [m]

$n'$ : factor de seguridad mayor a 2, criterio para este tipo de maquinaria

$S_y$ : esfuerzo de fluencia del material; 370 [MPa]

$M_B$ : momento flexionante; 22,84[N\*m]

$T'$ : momento torsionante; 2,69 [N\*m]

$$d_{min} = \left[ \frac{32 * 2}{\pi * 370 * 10^6 \left[ \frac{N}{m^2} \right]} * \left( 22,84^2 + 3 * \frac{2,69^2}{4} \right)^{1/2} \right]^{1/3} = 0,011[m]$$

El menor diámetro que se necesita en el eje es el diámetro de la polea montada en el eje, que corresponde a 0,028 [m]. Hasta aquí el análisis estático sujeto a la teoría de falla ED.

## **2.14. Diseño por fatiga del eje de transmisión**

Este es un diseño por resistencia a la fatiga del eje, al trabajar bajo esfuerzos fluctuantes en el tiempo y cargas combinadas. Si se observa en el eje de sección circular rotatorio, una fibra particular de la superficie, se detecta que esta se encuentra sometida a la acción de cargas de flexión y de compresión en cada revolución del eje, durante el tiempo. (Shigley, 1983)

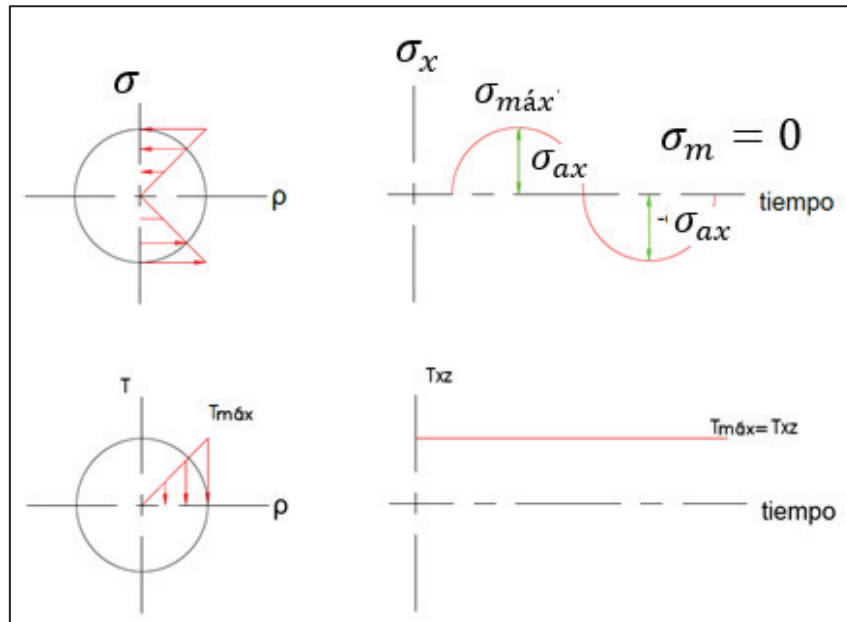


Figura 2.19. Relación esfuerzo alternante senoidal con inversión completa vs tiempo.  
 $\sigma_{máx}$ -esfuerzo máximo,  $\sigma_a$ -amplitud de esfuerzo,  $\sigma_m$ -esfuerzo medio.  
 Fuente: (Shigley, 1983)

De la figura 2.19, se obtienen los siguientes datos:

$\sigma_m = 0$ ; la distancia entre el eje de inversión y el eje de tiempo es nula.

$\sigma_{xa} = \sigma_{x_{máx}} = \sigma'_a$ ; debido a que las distancias de estos elementos coinciden en la curva.

$\tau_{xz_{máx}} = \tau_{xz_m}$ ; el esfuerzo torsionante es el mismo a lo largo del tiempo.

$$\sigma_{xa} = \sigma_{x_{máx}} = \sigma'_a = \frac{32 * M_A}{\pi * d^3}$$

Ecuación 2.35 (Shigley, 1983)

$$\sigma'_a = \sigma_{xa} = \frac{32 * 22,84[N * m]}{\pi * (0,028[m])^3} = 10,59[MPa]$$

$$\tau_{xz_m} = \tau_{xz_{máx}} = \frac{16 * T'}{\pi * d^3}$$

Ecuación 2.36 (Shigley, 1983)

$$\tau_{xz_m} = \tau_{xz_{máx}} = \frac{16 * 2,69[N * m]}{\pi * (0,028[m])^3} = 0,62[MPa]$$

En la Figura 2.19 se puede ver que el comportamiento del par de torsión es constante; este es un método para utilizar la teoría de la energía de distorsión aplicada a la fatiga.

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{x_m}^2 + 3 * \tau_{xz_m}^2}$$

Ecuación 2.37 (Shigley, 1983)



$$\sigma'_m = \sqrt{0 + 3 * 0,62^2} = 1,07[MPa]$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{x_a}^2 + 3 * \tau_{xz_a}^2}$$

Ecuación 2.38 (Shigley, 1983)

$$\sigma'_a = \sqrt{10,59^2 + 3 * 0^2} = 10,59 [MPa]$$

### 2.14.1. Cálculo de límite de resistencia a la fatiga

Las condiciones que afectan al límite de fatiga son: materia, manufactura, condición ambiental, diseño.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

Ecuación 2.39 (Shigley, 1983)

Siendo:

$S_e$ : límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

$S_e'$ : límite de resistencia a la fatiga de la muestra de la viga rotatoria

$k_a$ : factor de superficie

$k_b$ : factor de tamaño

$k_c$ : factor de confiabilidad

$k_d$ : factor de temperatura

$k_e$ : factor de modificación por concentración de esfuerzos

$k_f$ : factor de efectos diversos

**Determinación acabado superficial** (evitar cualquier rayadura circunferencial)

$$S_{ut} = 440 [MPa] \approx 63,8[kpsi] < 200[kpsi]$$

$$S_e' = 0,5 * 440[MPa] = 220[MPa]$$

$$S_{ut} \approx 63,8[kpsi] \text{ por lo que } k_a = 0,68 \approx 0,7; \text{ ver anexo 12}$$

**Determinación de factor de tamaño**

$$k_b \begin{cases} 0,869 * d^{-0,097} & 0,3[inch] < d \leq 10[inch] \\ 1 & d \leq 0,3[inch] \text{ o bien } d \leq 8[mm] \\ 1,189 * d^{-0,097} & 8mm < d \leq 250mm \end{cases}$$

Se selecciona la siguiente relación, debido a que el radio del eje de transmisión es  $d_{eje} = 28[mm]$

$$k_b = 1,189 * d_{eje}^{-0,097} \quad 8mm < d_{eje} \leq 250mm$$

$$k_b = 1,189 * (28)^{-0,097} = 0,86$$

### Determinación de factor de confiabilidad

Se diseña el eje de transmisión sometido a cargas de fatiga, de manera que tenga una vida deseada con determinada confiabilidad.

Tabla 2.34. Factores de confiabilidad  $k_c$ , correspondientes a una desviación estándar de 8% del límite de fatiga.

Confiabilidad $R$	Variable estandarizada $z_r$	Factor de confiabilidad $k_c$
0,9999	3,719	0,702

Fuente: (Shigley, 1983)

El factor de confiabilidad seleccionado es  $k_c = 0,702$ .

### Determinación de factor de efectos de temperatura

Para considerar los efectos térmicos se tiene la siguiente relación:

$$k_d \begin{cases} 1,0 & T \leq 450^\circ C (840^\circ F) \\ 1 - 5,8(10)^{-3}(T - 450) & 450^\circ C < T \leq 550^\circ C \\ 1 - 3,2(10)^{-3}(T - 840) & 840^\circ F < T \leq 1020^\circ F \end{cases}$$

El diseño que corresponde a este estudio no exige una temperatura mayor a  $450^\circ C$ , por lo que se selecciona  $k_d = 1,0$ .

### Determinación de factor de modificación por concentración de esfuerzos

Esta determinación es crítica en materiales frágiles, con discontinuidades que alteran la distribución del esfuerzo, como agujeros, ranuras o muescas.

El material seleccionado es de tipo dúctil, con radios de acuerdo y cambios de sección menores a  $4 [mm]$ .

Se considera una relación  $r/d = 0,1$  como recomendación para ajuste de cojinetes, por lo que:

$$r = 0,1 * 28[mm] = 2,8[mm]$$

Se estima una relación  $D/d = 1,2$  para el miembro en donde se apoya el rodamiento.

Con los valores anteriores en la figura A-26 del libro de diseño de Shigley se obtiene el valor del coeficiente concentrador de esfuerzos de una barra circular en torsión  $k_t=1,7$ .

En la figura 7.18 del libro de diseño de Shigley del año 1983, se obtiene:

$$q = 0,7$$

Con esto se calcula:

$$K_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

Ecuación 2.40

$$K_f = 1 + 0,7 * (1,7 - 1) = 1,49$$

Por lo tanto, el factor de concentración de esfuerzos  $k_e$ , es:

$$k_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1,49} = 0,67$$

Ahora realizaremos el reemplazo de estos factores en la Ecuación 2.39, para el cálculo de la resistencia a la fatiga.

$$S_e = 0,7 * 0,86 * 0,702 * 1 * 0,67 * 1 * \{0,5 * (440[MPa])\} = 62,29 [MPa]$$

### **Cálculo de factor de seguridad para el diseño dinámico del eje por el método de Goodman**

Para el cálculo de la máquina se tiene la Ecuación 2.41:

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

Ecuación 2.41 (Shigley, 1983)

$$S_m = \frac{62,29 [MPa]}{\frac{10,59[MPa]}{1,07[MPa]} + \frac{62,29[MPa]}{440[MPa]}} = 6,21[MPa]$$

Factor de seguridad para diseño dinámico del eje de transmisión calculado con la Ecuación 2.42:

$$n = \frac{S_m}{\sigma_m}$$

Ecuación 2.42 (Shigley, 1983)

$$n = \frac{6,21 [MPa]}{1,07 [MPa]} = 5,80$$

El factor de seguridad es alto, pero no se puede reducir el diámetro debido a que los elementos que se adquieren de catálogo tienen estas dimensiones y el diseño debe adaptarse para que los repuestos sean fáciles de conseguir en el mercado actual y por lo tanto el costo de mantenimiento sea bajo.

## 2.15. Selección de rodamientos solicitados dinámicamente

Para el cálculo del factor de velocidad se tiene:

$$f_n = \frac{10^6}{500 * 60 * n} = (0,03 * n)^{-1/3}$$

Ecuación 2.43

$$f_n = (0,03 * 4.935[rpm])^{-1/3} = 0,189$$

Para la selección del factor de esfuerzos dinámicos  $f_l$ , se revisa el anexo 14 y se selecciona el valor de 3, que corresponde al mayor para máquinas para cortar madera en sierras circulares. Con lo que se determina según la tabla presentada en el anexo 15, para rodamientos de bolas, con este factor de velocidad presentan una vida  $L_h$  de 13.000 horas. En cuanto al factor de temperatura, se considera que la máquina opera en temperaturas que no superan los 150°C, por lo que se selecciona un valor de 1.

### 2.15.1. Cálculo de carga dinámica equivalente

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Ecuación 2.44 (FAG, 2017)

Siendo:

$P$ : carga dinámica equivalente; [kN]

$F_r$ : carga radial; [kN]

$F_a$ : carga axial; [kN]

$X$ : factor radial; [kN]

$Y$ : factor axial; [kN]

De la selección de valores en la tabla presente en el anexo 17, se tiene el siguiente criterio tomando en cuenta que el eje de transmisión solo está sometido a cargas radiales, no axiales.

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

De acuerdo al cálculo del punto de apoyo con mayor carga, se determina el valor de la carga radial.

$$F_a = 0$$

$$A_{yz} = \sqrt{588,04^2 + 94,84^2} = 595,64 [N] = 0,60 [kN]$$

$$B_{yz} = \sqrt{491,00^2 + 189,68^2} = 526,36 [N] = 0,53 [kN]$$

$$F_r = 0,60 [kN]$$

Aplicando estos valores en la ecuación 2.46, se tiene:

$$P = 1 * 0,60[N] + 0 * 0 = 0,60 [kN]$$

De la relación presentada en la siguiente ecuación se determina el valor de la capacidad de carga  $C$ , para después seleccionar el rodamiento.

$$f_l = \frac{C}{P} * f_n$$

Ecuación 2.45 (FAG, 2017)

Para la selección del factor de esfuerzos dinámicos  $f_l$ , se revisa el anexo 14 y se selecciona el valor de 3, que corresponde al mayor para máquinas para cortar madera en sierras circulares. Con lo que se determina según la tabla presentada en el anexo 15, para rodamientos de bolas, con este factor de velocidad presentan una vida  $L_h$  de 13.000 horas. En cuanto al factor de temperatura, se considera que la máquina opera en temperaturas que no superan los 150°C, por lo que se selecciona un valor de 1.

$$C = f_l * \frac{P}{f_n} = 3 * \frac{0,60[kN]}{0,189} = 9,52 [kN]$$

La capacidad de carga de los dos rodamientos con soporte de pie de material compuesto y prisioneros, para ejes métricos debe ser mayor que la capacidad de carga calculada. Esta selección se realizará del manual de rodamientos SKF de la tabla incluida en el anexo 18.

### 2.15.2. Condiciones de giro y carga

La condición de funcionamiento que se requiere para un eje de transmisión accionado por correa, debe ser aro interior giratorio, aro exterior fijo, dirección constante de carga, en cuanto a las condiciones de carga, la carga giratoria es sobre el aro interior y la carga fija se da sobre el aro exterior. Por lo que el ajuste recomendado es ajuste de interferencia para el aro interior y un ajuste flojo para el aro exterior. (SKF, 2015)

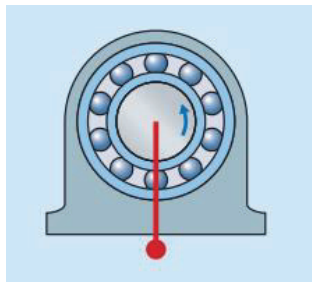


Figura 2.20. Ilustración esquemática de la condición de giro y carga.  
Fuente: (SKF, 2015)

Adicional, se puede determinar el tipo de carga calculando la relación que existe entre la capacidad de carga y la carga dinámica equivalente.

Tabla 2.35. Tipos de Carga

Tipo de Carga	Relación
Carga ligera	$P \leq 0,05C$
Carga normal	$0,05 C < P \leq 0,1 C$
Carga pesada	$0,1 C < P \leq 0,15 C$
Carga muy pesada	$P > 0,15 C$

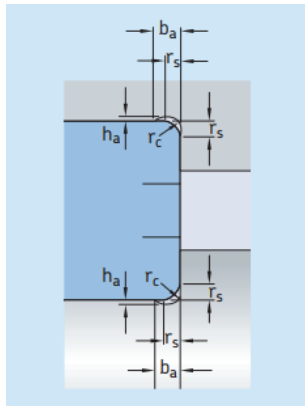
Fuente: (SKF, 2015)

$$0,05 * C = 0,05 * 9,52 = 0,47 < P$$

Ecuación 2.46 (SKF, 2015)

De la relación calculada se determina que el tipo de carga es normal.

Tabla 2.36. Consideraciones de diseño, dimensiones de resaltes y radios de acuerdo (SKF, 2015).  
Tabla completa anexo 20.

	Dimensiones de los chaflanes de los rodamientos		Dimensiones de los rebajes [mm]	
	$r_s$ [mm]	$b_a$	$h_a$	$r_c$
1	2	0,2	1,3	

Fuente: (SKF, 2015)

Las dimensiones de los elementos que rodean al cojinete influyen en el desempeño del mismo, por esto se toma en cuenta las consideraciones de diseño en tablas y se selecciona el siguiente rodamiento Y SKF E2 con soporte de pie de material compuesto y prisionero, para ejes métricos.

Tabla 2.37. Rodamientos seleccionados. Tabla completa anexo 18

Diámetro [mm]	Capacidad de carga dinámica [kN]	Masa [kg]	Designación de la unidad
35	25,5	0,68	SYK 35 TEF

Fuente: (Propia)

## 2.16. Diseño de la cuña para el eje de transmisión

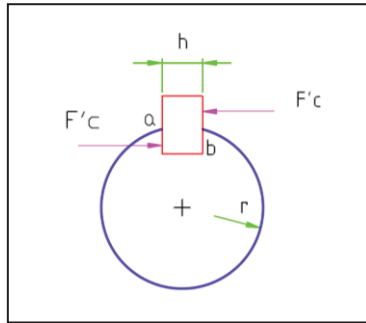


Figura 2.21. Fuerzas cortantes actuando en la cuña.  
Fuente: (Propia)

$$F'_c = \frac{T'}{r}$$

Ecuación 2.47 (Shigley, 1983)

$$F'_c = \frac{2,69[N * m]}{0,014 [m]} = 192,14 [N]$$

El valor de resistencia a la fluencia es  $S_y = 370 [MPa]$ , para el material del eje AISI 1018.

$$S_{sy} = 0,577 S_y$$

Ecuación 2.48 (Shigley, 1983)

Siendo:

$S_{sy}$ : factor de resistencia al cortante

$$S_{sy} = 0,577 * (370[MPa]) = 213,49 [MPa]$$

La falla por corte en el área de a-b originará un esfuerzo:

$$\tau_{ab} = \frac{F'_c}{h * l}$$

Ecuación 2.49 (Shigley, 1983)

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F'_c}{h * l}$$

Ecuación 2.50

Para poder obtener la dimensión de  $t$  de la cuña, el libro de diseño en ingeniería de Shigley, da el siguiente criterio:

$$h = \frac{1}{4} * d_{eje}$$

Ecuación 2.51

$$h = \frac{1}{4} * 0,028[m] = 0,007 [m] \approx 7,0[mm]$$

Con este valor se retoma la ecuación 2-49, después de reemplazar el esfuerzo torsor por la resistencia de fluencia al cortante y el factor de seguridad:

$$\frac{213,49[MPa]}{2} = \frac{192,14}{0,0070[m] * l}$$

$$l = 192,14[N] * \frac{2}{213,49 * 10^6 \left[ \frac{N}{m^2} \right] * 0,007[m]} = 0,000257 [m] \approx 0,257[mm]$$

El valor que debe corresponder a  $l$  es el de la longitud del cubo de la polea, esta longitud es mayor al valor calculado por lo que la resistencia de la cuña será satisfactoria.

Tabla 2.38. Tabla de cuñero y cuña estándar milimétricos, para el diámetro del eje de transmisión, ver anexo 24

Diámetro del eje [mm]	Anchura y profundidad del cuñero en el eje [mm]	Dimensiones de la cuña [mm]	Diámetro del prisionero [mm]
22 + a 30	8 * 4	8 * 7	8

Fuente: (Propia)

## 2.17. Selección de la polea para la correa trapecial del sistema de transmisión de potencia.

La selección de la polea se realizó en función de la correa trapecial estrecha que ya se realizó. En esta etapa se redacta las características de la polea a ser fabricada. Con respecto a los anexos 21, 22 y 23.



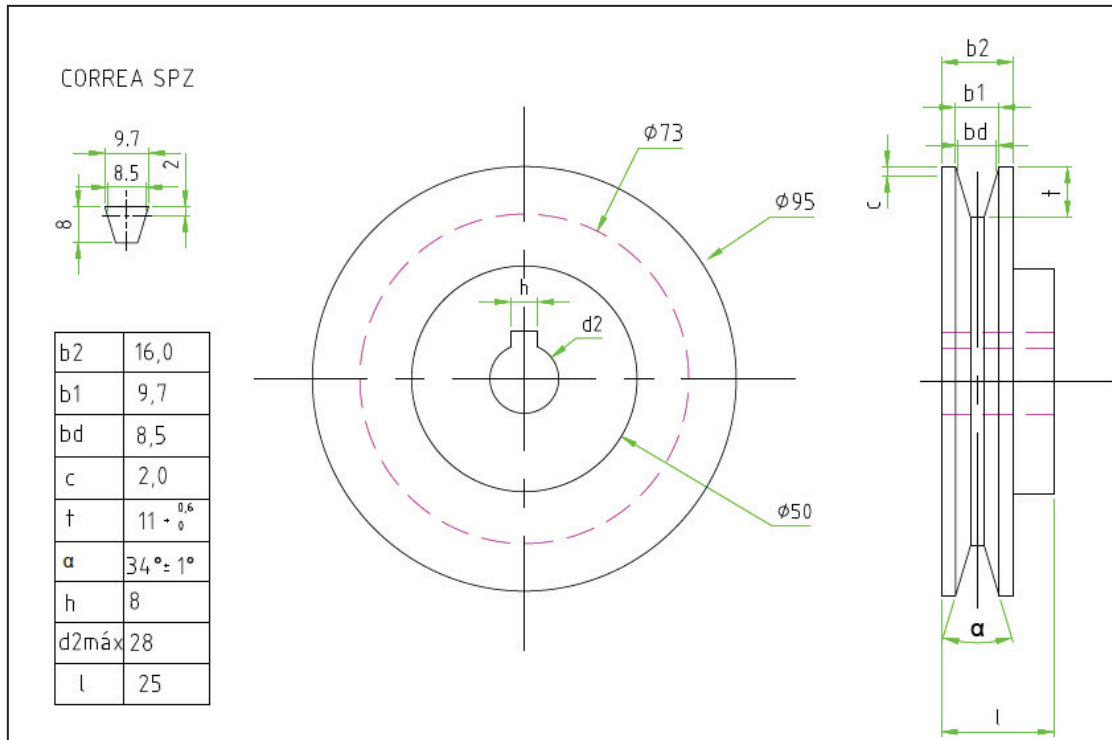


Figura 2.22. Esquema de polea de menor diámetro con dimensiones seleccionadas.  
Fuente: (OPTIBELT, 2017)

## 2.18. Selección de bridas de fijación

Según la norma de seguridad ABNT-NBR 15230, donde establece que para discos de corte para máquinas estacionarias, se deben montar bridas de seguridad, de manera que transmitan correctamente el accionamiento, con superficie de rigidez y planicidad, de manera que cuando se apriete, no se deforme la superficie de sujeción o zona de contacto.

La selección de brida se realiza teniendo en cuenta el diámetro de disco de corte que se va a aplicar en la sierra de corte y sobre todo de las revoluciones a las que opera la máquina. El criterio para el diámetro externo de la brida es que tenga  $\frac{1}{4}$  del diámetro del disco. (PFERD, 2017)

En la siguiente figura, se citan las distintas configuraciones para las bridas según su aplicación, para sierra circular estacionaria, la correcta selección es la ejecución embutida, para la brida propuesta en este estudio se usa las mismas abreviaturas para dimensiones que se tiene en la descripción de la figura 2.23.

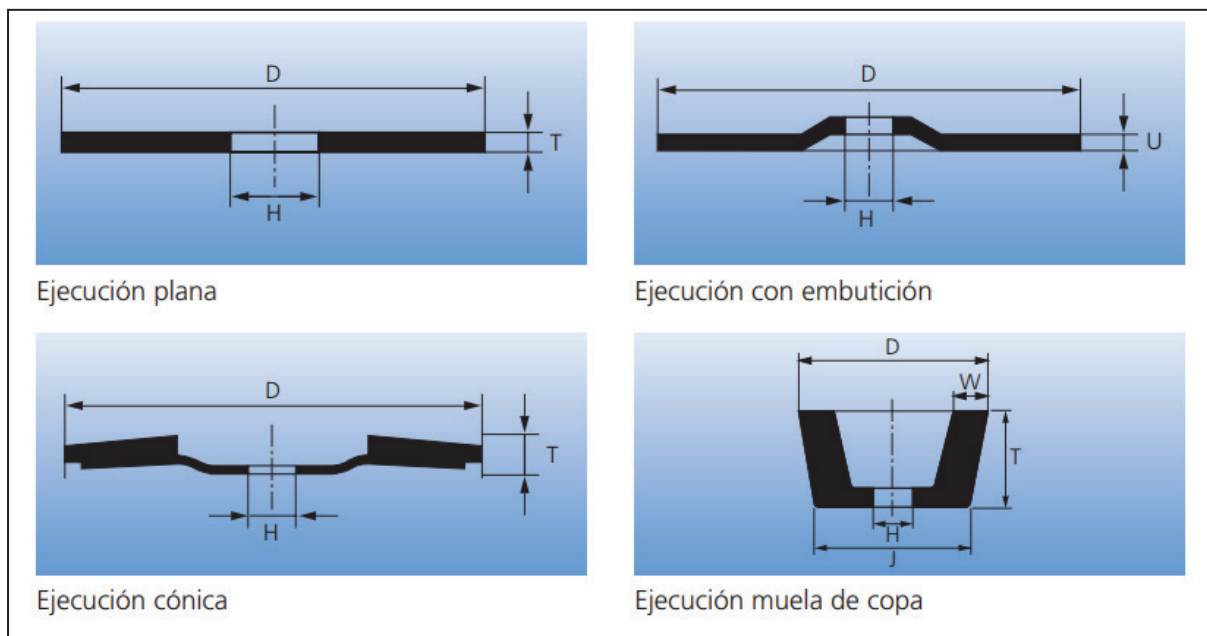


Figura 2.23. Ejecuciones para bridas de seguridad según su aplicación.  
Fuente: (PFERD, 2017)

Siendo  $D$ - diámetro externo de la brida,  $U$ -espesor,  $H$ -diámetro interno de la brida.

En la siguiente tabla se ubica las dimensiones de la brida con ejecución de embutición para realizar el maquinado en torno CNC.

Tabla 2.39. Dimensiones de la brida seleccionada.

Descripción	Símbolo	Dimensión [mm]
Diámetro del disco de corte	$\varphi_{disco}$	250
Diámetro externo de brida de seguridad	$D$	63
Diámetro interno de brida de seguridad	$H$	30
Espesor	$U$	6,3

Fuente: (Propia)

## 2.19. Diseño del bastidor

Para poder alojar los distintos elementos que componen la sierra circular de corte estacionaria, se deben tomar en cuenta todas las reacciones calculadas al momento, los pesos de los elementos y las dimensiones recomendadas por la norma NTP 96.

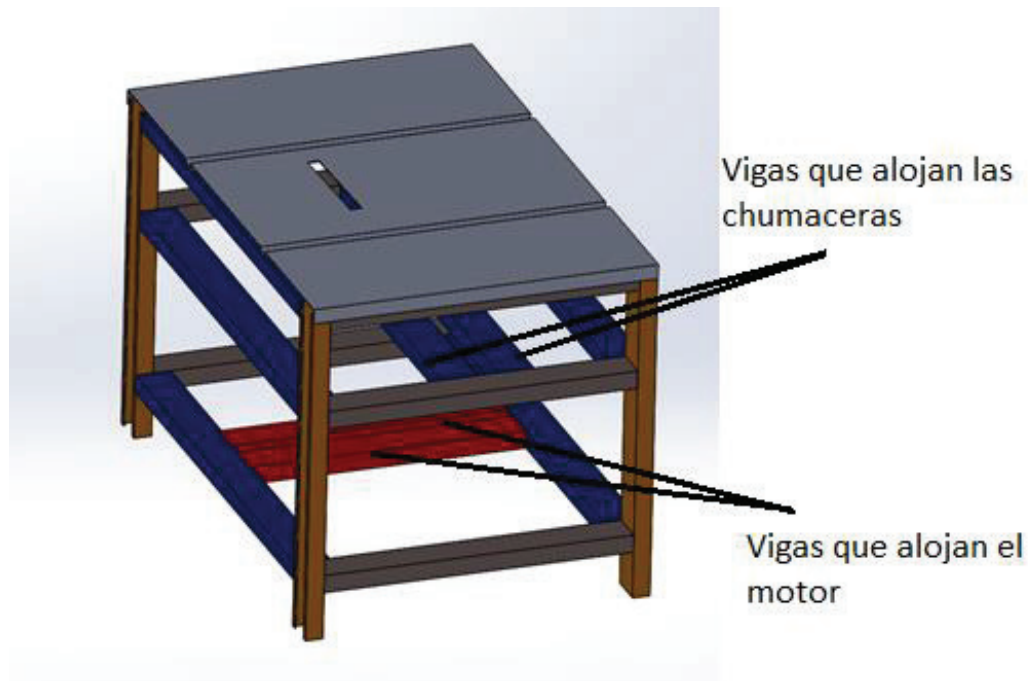


Figura 2.24. Esquema de bastidor, con alojamientos para los distintos elementos de la sierra circular de corte.  
Fuente: (Propia)

Los valores calculados por peso se ubican en la siguiente tabla, con datos proporcionados por los catálogos de los anexos 18, 25, 32 y 33 respectivamente; los demás se obtienen de relacionar los volúmenes de los elementos y la densidad del material.

Tabla 2.40. Resumen de los pesos que deberá soportar la estructura.

Elemento	Masa [kg]	Peso [N]
Tablero	8.16	80.07
Motor	37	362,97
Eje	2.35	23.05
Polea conducida	0.21	2.06
Polea conductora	0.26	2.55
Bridas de seguridad	0.3	2.94
Chumacera	0.68	6.67

Fuente: (Propia)

El diseño deberá realizarse teniendo en cuenta la viga que concentre los mayores esfuerzos, ya que si este diseño es satisfactorio el resto de las vigas no fallará.

Para las vigas que alojan las chumaceras, se aplicarán los valores de las reacciones calculadas anteriormente por separado para el plano X-Y y después en el plano X-Z.

En el plano X-Y, se aplica MDSolids y se obtiene los siguientes diagramas:

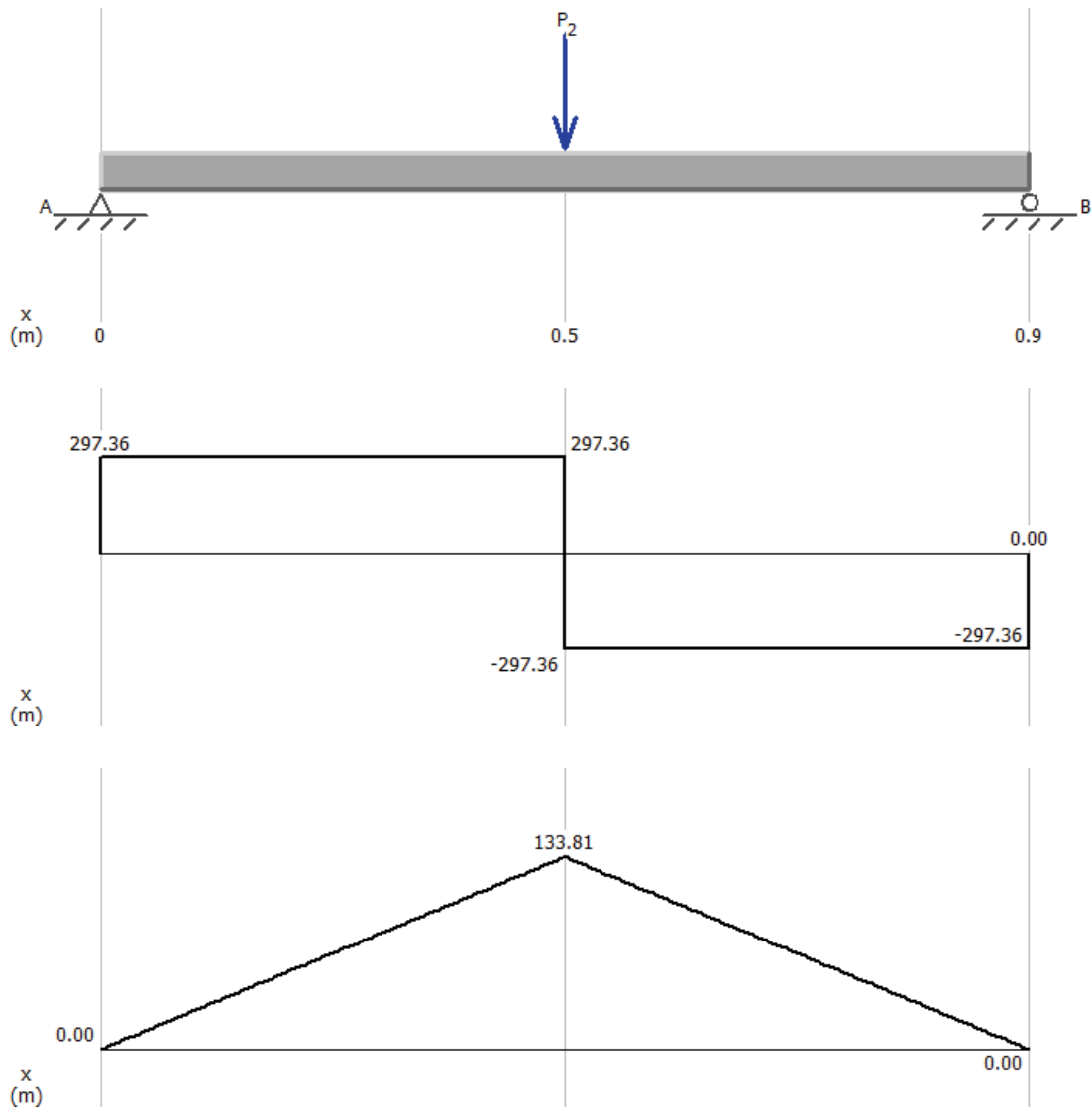


Figura 2.25. Diagrama de viga para chumacera en el plano xy, diagrama de corte y de momento.

Fuente: (Propia)

Tabla 2.41 Resumen de resultados del diagrama de chumacera en el plano X-Y

Cargas	
Axy: 588,04 [N]	
Pchumacera: 6,67 [N]	
Momento	Cortante
133,81 [N]	297,36 [N]

Fuente: (Propia)

En el plano X-Z, para la viga que aloja la chumacera se aplica MDSolids y se obtiene los siguientes diagramas:

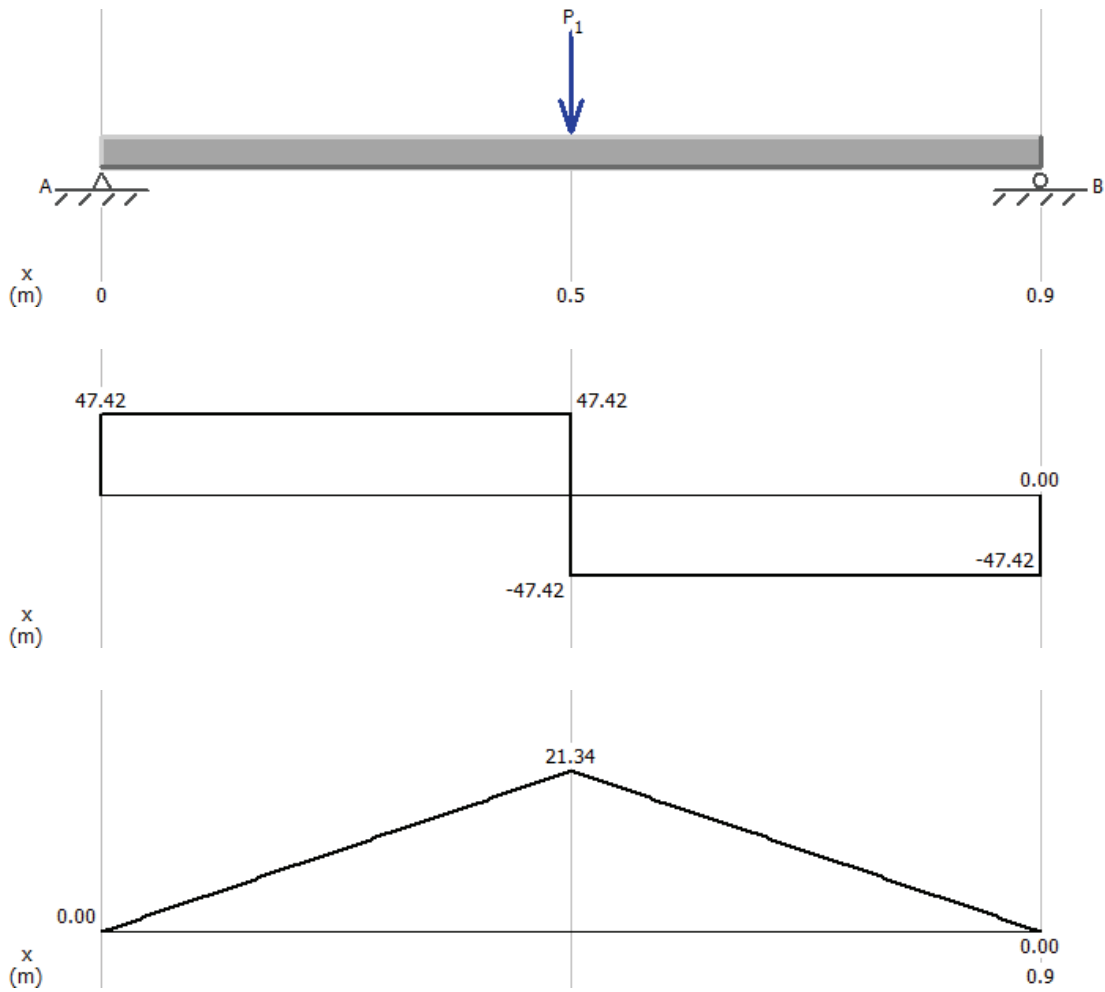


Figura 2.26. Diagrama de viga para chumacera en el plano X-Z, diagrama de corte y de momento.  
Fuente: (Propia)

Tabla 2.42 Resumen de resultados del diagrama de chumacera en el plano xy

Cargas	
Axz: 94,84 [N]	
Momento	Cortante
21,34 [N]	47,42 [N]

Fuente: (Propia)

Para la viga que aloja el motor, se aplica el peso del motor como fuerza de peso.

En el plano X-Y, se aplica MDSolids y se obtiene los siguientes diagramas:

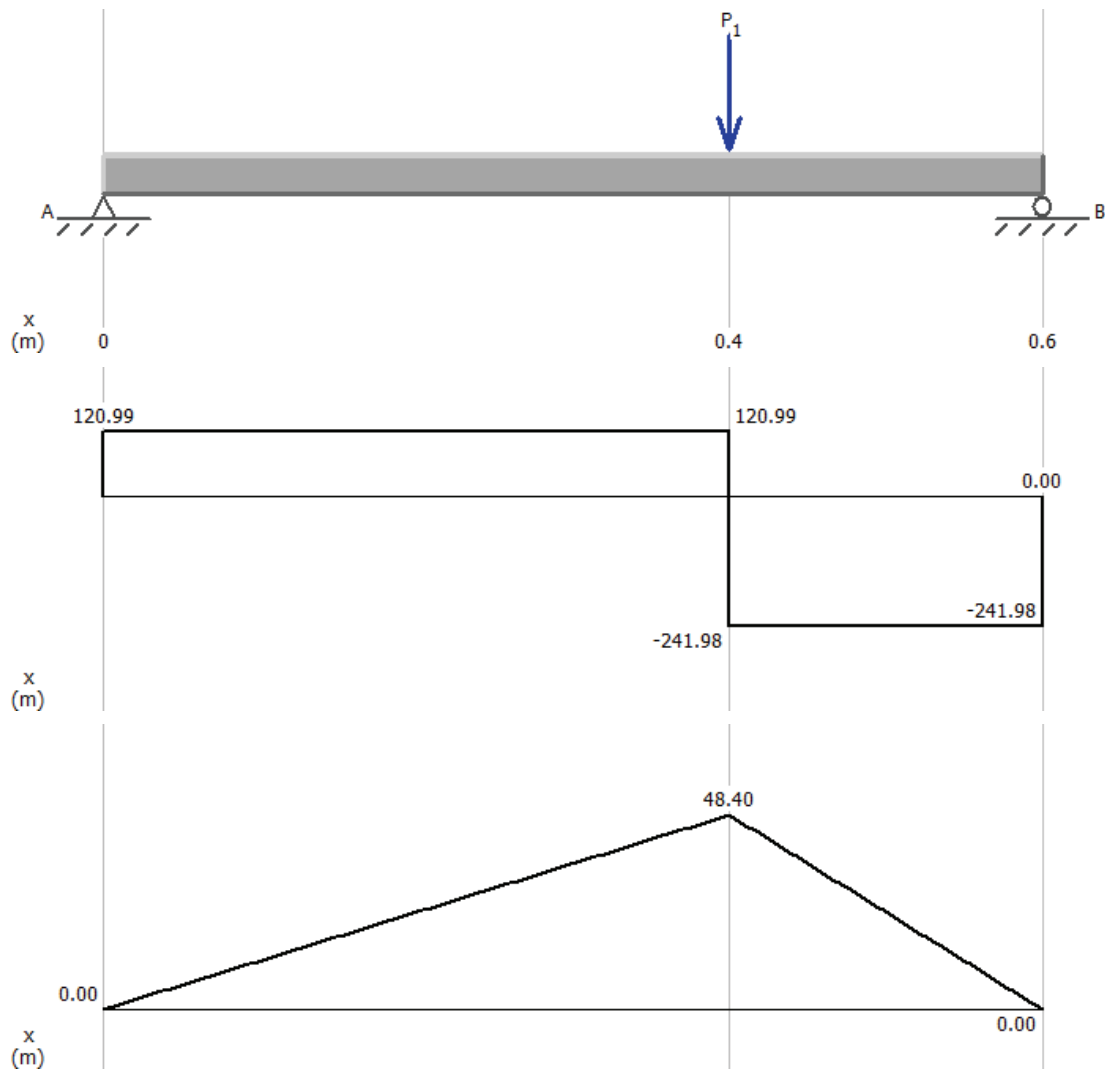


Figura 2.27. Diagrama de viga para motor en el plano xy, diagrama de corte y de momento.  
Fuente: (Propia)

Se considera el momento máximo de la viga para el diseño del bastidor en la siguiente tabla, haciendo una comparación entre los momentos producidos den las vigas críticas del bastidor. Se toman en cuenta los esfuerzos producidos en todas las direcciones de la viga, entonces se determina un momento máximo resultante.

Tabla 2.43. Resumen de momentos en vigas de bastidor.

Viga	Momento Resultante
Para Chumacera A / B	135,50 [N * m]
Para Motor	48,40 [N * m]
<b>Momento máximo</b>	<b>135,50 [N * m]</b>

Fuente: (Propia)

Con el valor máximo de momento, se puede calcular el esfuerzo permisible y con esto determinar el tipo de viga para el bastidor.

$$\sigma_m = \frac{|M|}{S}$$

Ecuación 2.52.

Siendo:

$\sigma_m$ : esfuerzo normal en la sección; [MPa]

$M$ : par flector; [N \* m]

$S$ : módulo elástico de sección; [m<sup>3</sup>]

También se selecciona como material para las vigas el acero ASTM A 36 con las siguientes características:

Tabla 2.44. Características del acero ASTM A 36.

Densidad	7.850 $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
Esfuerzo de fluencia	250[MPa] – 36[ksi]

Fuente: (Shigley, 1983)

Para poder seleccionar la geometría adecuada para las vigas del bastidor, se calcula el módulo elástico de sección mínima:

$$S_{min} = \frac{|M|_{máx}}{\sigma_{perm}}$$

Ecuación 2.53.

Siendo:

$S_{min}$ : módulo elástico de sección mínimo; [m<sup>3</sup>]

$|M|_{máx}$ : momento máximo; [N \* m]

$\sigma_{perm}$ : esfuerzo permisible; [MPa]

$$S_{min} = \frac{135,50[N * m]}{250[MPa] * 10^6} = 5,4 * 10^{-7}[m^3] \approx 0,033[in^3]$$

Debido a que la sección seleccionada debe permitir el montaje de las bases de las chumaceras (50 mm), se va a escoger de los perfiles disponibles en el mercado aquel cuyo módulo elástico de sección mínimo sea mayor o igual al valor mínimo calculado.

De los perfiles disponibles en el mercado se tiene:

Tabla 2.45 Propiedades de perfil laminado de acero A36 de alas iguales.

Tamaño y espesor, [in]	Inercia [in <sup>4</sup> ]	Peso por [ft], [ $\frac{lb}{ft}$ ]	Área, [in <sup>2</sup> ]	$S_{x-y}$ , [in <sup>3</sup> ]	$S_{x-y}$ , [m <sup>3</sup> ]
L2x2x1/8	0,190	1,65	0,484	0,131	2,14*10 <sup>-6</sup>

Fuente: (Beer, 2006)

Con estos datos se calcula el esfuerzo normal máximo en la sección:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{135,50 [N * m]}{2,14 * 10^{-6} m^3} = 63,32 [MPa]$$

Con este valor, se determina el factor de seguridad para el bastidor:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x}}$$

Ecuación 2.54

Siendo:

$n$ : factor de seguridad

$S_y$ : esfuerzo de fluencia

$\sigma_{m\acute{a}x}$ : esfuerzo normal máximo

$$n = \frac{250 [MPa]}{63.32 [MPa]} = 3,95$$



Figura 2.28 Esquema del bastidor con perfil  $L 2 \times 2 \times \frac{1}{8}$  [in] con alojamiento para motor y sistema de sierra de corte. Fuente: (Propia)



El bastidor o banco de la sierra circular de corte tiene juntas soldadas, el material de aporte corresponde al electrodo 6011 de 1/8, lo cual permite que la máquina sea estable y mantenga una rigidez adecuada, la viga central es el elemento de mayor exigencia tiene una carga de 596 [N], distribuida en los extremos de la viga, es decir, aproximadamente 300 [N] en cada extremo; al ser una carga baja no se requiere el cálculo de la soldadura debido a que la resistencia de la soldadura es mayor a la solicitada, además que se considera que los perfiles estructurales en ángulo con soldados en todo su contorno y poseen una longitud de 5 [cm] por lado.

## 2.20. Simulación del ensamble de bastidor, sistema de sierra circular de corte y motor

Para poder realizar el ensamble primero se hará una lista de los elementos que han sido seleccionados durante el cálculo de diseño de la sierra circular de corte estacionaria.

De la lista de elementos, se selecciona las piezas que pueden fabricarse en torno CNC.

Tabla 2.46. Lista de elementos componentes de sierra circular de corte estacionaria.

MANDRIL				
Item	Elemento	Cantidad	Material - Norma	Vol. Revol.
1	Polea conducida diámetro externo 95 mm	1	Aluminio fundido	x
2	Polea conductora diámetro externo 132 mm	1	Aluminio fundido	x
3	Correa trapecial estrecha Optibelt SK de alto rendimiento SPZ 1262 Ld	1	Núcleo y soporte de caucho	
4	Eje de transmisión	1	Acero AISI 1018	x
5	Brida de seguridad	2	Aluminio fundido	x
6	Disco de corte 10" 40T ATB	1	Carburo	
7	Tuerca hexagonal M28x2	1	Acero fundido	
8	Rodamiento SKF E2 YAR 207 con soporte de pie y prisioneros SYK 35 TEF	2	Material Compuesto	
9	Perno M10	2	Acero	
BASTIDOR				
10	Perfil L2"x2"x1/8" longitud 860 mm	8	ASTM A36	
11	Perfil L2"x2"x1/8" longitud 580 mm	8	ASTM A36	

12	Tablero con canales guía y ranura para disco de corte 880 mm x 590 mm x 2 mm	1	ASTM A36	
MOTOR				
13	Motor monofásico WEG 3 [hp] 2 polos IP55 bridas FF-165	1	Norma NEMA	

Fuente: (Propia)

Con estos datos se simula el ensamble de la sierra circular de corte estacionaria o de banco.

Las dimensiones se han propuesto teniendo en cuenta las propuestas del estudio de mercado que se realizó, por lo que el bastidor se aproxima a estas dimensiones con una altura máxima de hasta 600 [mm].

La polea conducida montada en el eje, en conjunto con la polea conductora conectada por la correa se encuentra en la posición de sobretensión propuesta por el fabricante de correas OPTIBELT, para estudiar el espacio disponible teórico con el espacio que se cuenta en la simulación.

El tablero fue dimensionado con las recomendaciones de la norma NTP 26, y la profundidad de corte que se determinó para la sierra, tomando en cuenta que el máximo espesor de madera que puede cortar la sierra.



Figura 2.29. Vista isométrica de la sierra circular de corte 1.

Fuente: (Propia)

Las chumaceras y el motor montado directamente en el bastidor, en base a la carga que se tiene en la viga del bastidor, se dimensionó en el resto de vigas.



Figura 2.30. Vista isométrica de la sierra circular de corte 2.

Fuente: (Propia)

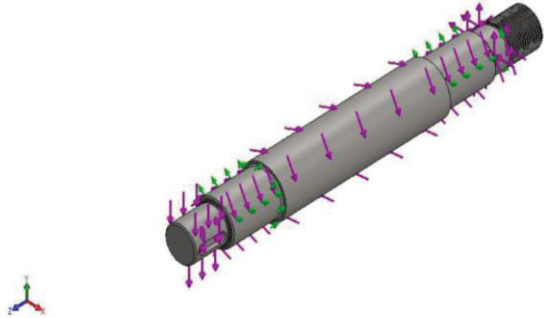
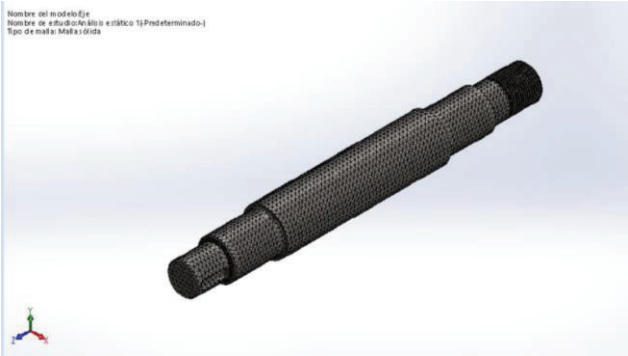
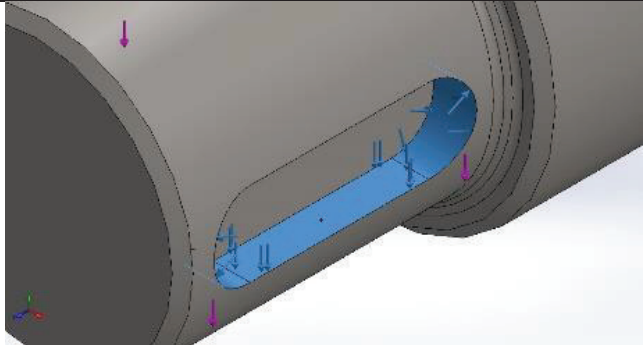
### **2.20.1. Simulación del eje de transmisión como elemento crítico del diseño**

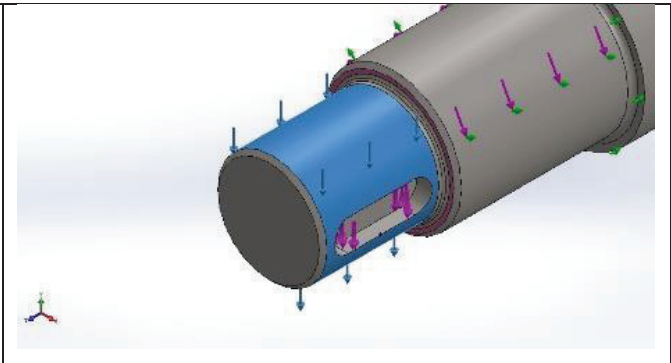
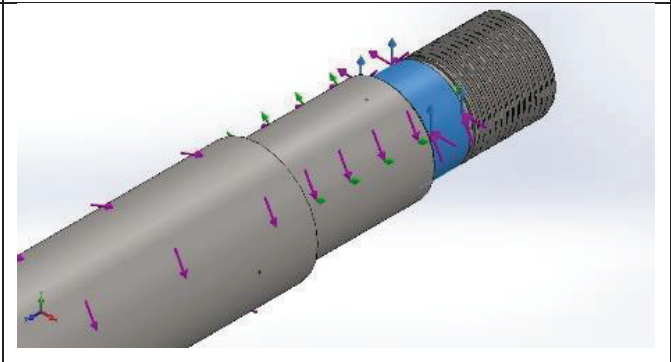
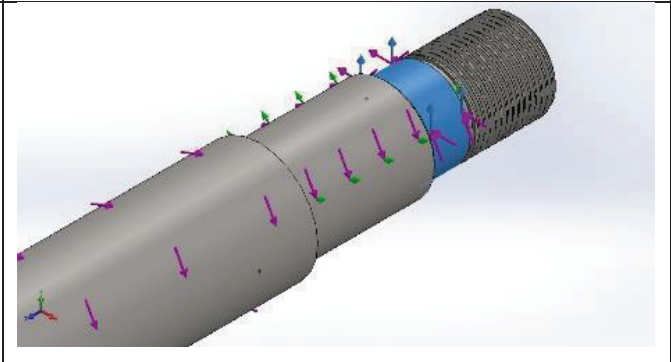
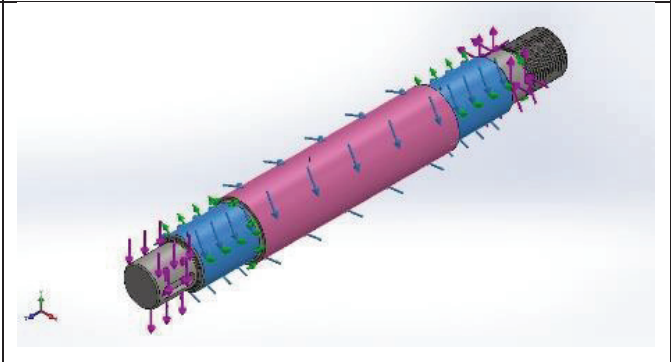
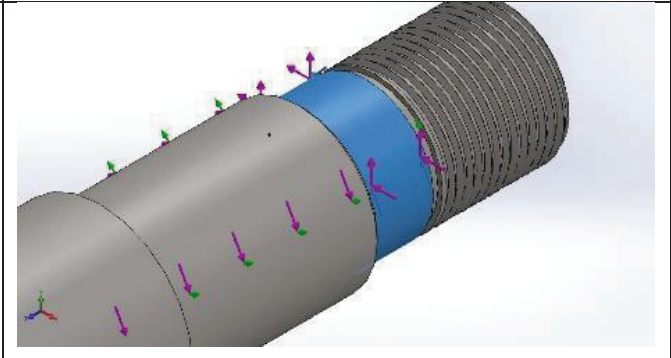
Con la asistencia de un software de simulación, se creará un volumen de características geométricas correspondientes a las obtenidas del diseño y se ubicarán las cargas que se han logrado del cálculo de cada elemento que se alojará en el eje de transmisión.

Para proceder a la simulación se debe establecer un mallado de tipo fino, sobre el que definirá el análisis del elemento. El mallado define que tan aproximado a lo real será el análisis que se puede obtener de la simulación.

En la siguiente tabla se encuentra los datos ingresados y los resultados obtenidos de la simulación realizada en un software de análisis de elementos finitos.

Tabla 2.47 Datos ingresado y resultados de la simulación del eje de transmisión.

<p><b>Propiedades Volumétricas</b></p> <p>Masa: 2,63 [kg]</p> <p>Volumen: 0,000332966 [m<sup>3</sup>]</p> <p>Densidad: 7.870 [kg/m<sup>3</sup>]</p> <p>Peso: 25,7782 [N]</p> <p>Propiedades de material</p> <p>Nombre: AISI 1018</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Esfuerzo de von Mises máx.</p>	
<p><b>Tipo de malla: Malla sólida</b></p> <p>Tipo de solver: FFEPlus</p> <p>Calcular fuerzas de Cuerpo libre: Activar</p>	 <p>Nombre del modelo: [x] Nombre de estudio: [x] (Tipo de elemento: [x] (Predeterminado: [x]) Tipo de malla: Malla sólida</p>
<p>Fuerza 1:</p> <p>Entidades: 1 cara – alojamiento de cuña</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza normal</p> <p>Valor: 192,14 [N]</p>	

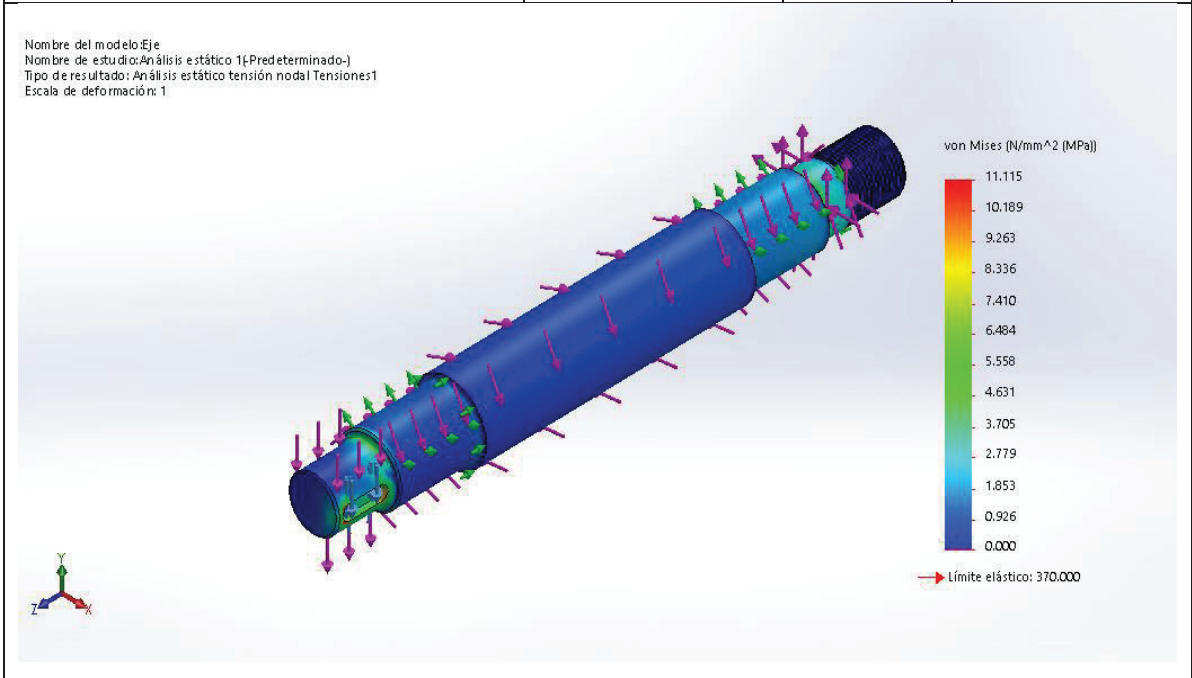
<p>Fuerza 2</p> <p>Entidades: 1 cara – tensión total</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza normal</p> <p>Valor: 228,36 [N]</p>	
<p>Fuerza 3</p> <p>Entidades: 1 cara - Fc</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza normal</p> <p>Valor: 131,62 [N]</p>	
<p>Fuerza 4</p> <p>Entidades: 1 cara - Ft</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza normal</p> <p>Valor: 94,88 [N]</p>	
<p>Torsión 1</p> <p>Entidades: TODO EL EJE</p> <p>Tipo: Aplicar momento torsor</p> <p>Valor: -2,69 [N*m]</p>	
<p>Torsión 2</p> <p>Entidades: TODO EL EJE</p> <p>Tipo: Aplicar momento torsor</p> <p>Valor: 2,69 [N*m]</p>	

<p><b>Tipo de malla: Malla sólida</b></p> <p>Mallador utilizado: Malla basada en curvatura</p> <p>Puntos jacobianos: 4 puntos</p>	<p><b>Información sobre la malla</b></p> <p>Número de nodos: 314.120</p> <p>Número de elementos: 218.565</p> <p>Tiempo para completar la malla:52[s]</p>
---	--

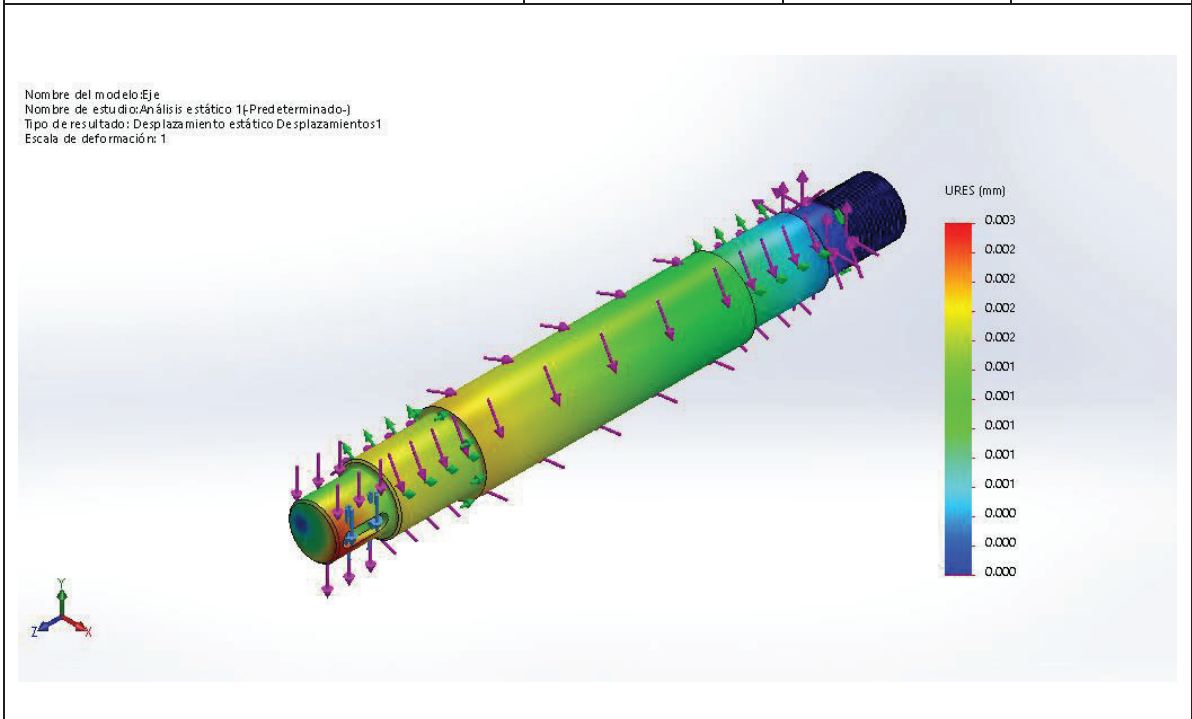


**Resultado de estudio**

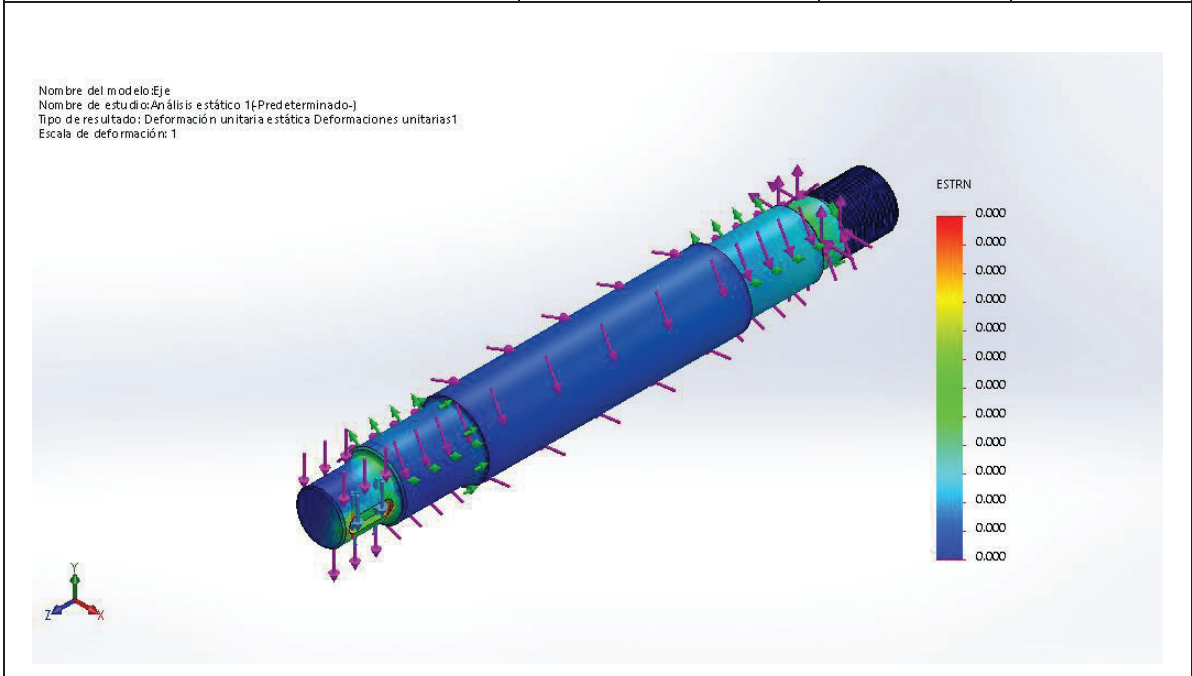
Nombre	Tipo	Mín	Máx
Esfuerzos	Esfuerzo de von Mises	0,000 $\left[\frac{N}{m^2}\right]$ Nodo: 1.256	11,115 $\left[\frac{N}{m^2}\right]$ Nodo: 1.504



Nombre	Tipo	Mín	Máx
Desplazamientos	Resultantes	0 [mm] Nodo: 41.273	0,003 [mm]



Nombre	Tipo	Mín	Máx
Desplazamientos unitarios	Deformación unitaria equivalente	0,000 Elemento: 9.473	0,000 Elemento: 7.099



Fuente: (Propia)



El eje se comporta según lo estimado en la teoría de falla de energía de distorsión máxima, el código de colores indica pocas zonas afectas por valores que no son indicadores de una falla debido a la acción de las cargas, todo esto siguiendo el criterio de von Mises.

Con esto se comprueba que las dimensiones determinadas durante el diseño son válidas, por lo que se puede proceder a la fabricación de la máquina.

## 2.21. Selección de elementos de fabricación en torno CNC

En la lista ubicada en la siguiente Tabla 2.48, se determinó los elementos que cumplen con la restricción geométrica para fabricación en torno, es decir las piezas que tienen volumen de revolución.

La mayor cantidad de piezas de revolución se ubican en el conjunto del mandril, por lo que se debe adquirir el material base que cumpla con las especificaciones del diseño. Después se programa en código G, para que la pieza fabricada cumpla con las especificaciones geométricas.

Tabla 2.48. Elementos de volumen de revolución seleccionados para fabricación en torno CNC.

Item	Elemento	Cantidad	Material	Vol. Revol.
1	Polea conducida diámetro externo 95 mm	1	Aluminio fundido	x
3	Eje de transmisión	1	Acero AISI 1018	x
4	Brida de seguridad	2	Aluminio fundido	x

Fuente: (Propia)

La determinación de dimensiones para el material base de los elementos seleccionados se realiza teniendo en cuenta el diámetro mayor de la pieza y las operaciones de desbaste que se deben realizar, en la Tabla 2.49.

Tabla 2.49. Dimensiones de material base para fabricación de piezas seleccionadas.

Material base	Dimensiones	Origen	Cantidad	Costo [usd]
Aluminio fundido	Diámetro: 100 [mm] Longitud: 125 [mm]	Laboratorio de Fundición EPN	1	-
Acero AISI/SAE 1018	Diámetro: 50 [mm] Longitud: 335 [mm]	Ivan Bohman Sector Guajaló	1	\$ 11,00

Fuente: (Propia)



El trabajo de cilindrado y refrentado que se debe realizar en el tocho de aluminio fundido, ya que como el elemento se obtiene de fundición se debe realizar operaciones de desbaste en torno convencional.

Para poder aplicar las piezas fabricadas, también se adquieren piezas de catálogo que forman parte del conjunto mandril, se pueden ver en la Figura 2.31.

El costo de cada elemento, la especificación de diseño, la cantidad y el proveedor de cada elemento se encuentra resumido en la Tabla 2.50, al igual que el valor total de la inversión.

La tuerca es la única que deberá ser procesada para poder ajustarse a las especificaciones de diseño.



Figura 2.31. Fotografía de los elementos de catálogo adquiridos y las barras correspondientes.

Fuente: (Propia)

Tabla 2.50. Descripción de elementos de catálogo adquiridos.

<b>Elemento</b>	<b>Especificación</b>	<b>Origen</b>	<b>Cant.</b>	<b>Costo total [usd]</b>
Rodamiento con soporte de pie.	Capacidad de carga básica dinámica: 25,5 [kN] Velocidad límite: 5.300 [rpm] Diámetro interno: 35 [mm]	Rulimaster Sector Villaflora	2	\$ 40,00
Disco de corte	Diámetro externo:	Ivan Bohman	1	\$26,00

	250 [mm] Diámetro del eje: 30[mm] Número de dientes: 40 Tipo de dientes: ATB Material del disco: Carburo	Sector Guajaló		
Tuerca M28	Diámetro interno menor 28	La casa del perno Sector Recreo	1	\$1,40
			TOTAL	\$47,40

Fuente: (Propia)

### 3. FABRICACIÓN DE PIEZAS SELECCIONADAS EN TORNO CNC ROMI C420

El proceso de fabricación de piezas en torno CNC, debe respetar un procedimiento desde la puesta a punto de la máquina, hasta obtener la pieza que resulta de la programación.

#### 3.1. Procedimiento de puesta a punto del torno CNC ROMI C420

##### Encendido del equipo

1. Verificar que el nivel de aceite y refrigerante del torno se encuentre dentro de los parámetros recomendados por el fabricante.
2. Energizar la máquina.
3. Realizar el montaje del husillo, esto es regular las muelas y verificar que los 6 pernos se encuentren a la misma distancia, contando de inicio a fin los dientes para garantizar que se centre el husillo. Si aún no se da ajuste a las muelas no se pueden cerrar, esto para evitar daños en las guías.
4. Verificar que el contrapunto se encuentre posicionado al final de la guía.
5. Encender la máquina.
6. Encender la lámpara.



Figura 3.1 Fotografía de torno ROMI C420 en su etapa de encendido.

Fuente: (Propia)

7. Soltar el paro de emergencia.
8. Verificar las alarmas, si la alarma correspondiente a puertas abiertas se encuentra activa, se debe resetear la máquina.
9. Activar el cero máquina pulsando el botón ejecutar.
10. Verificación de la torreta de herramientas necesarias para el desarrollo de las operaciones programadas.

- T0101
- T0303
- T0505

11. Ingresar al controlador las herramientas con su ubicación

### **Montaje del material base**

12. Posicionar el material base en las muelas del husillo y ajustar.
13. Posicionar el punto y ajustar los seguros.
14. Activar el seguro de la puerta.



Figura 3.2 Proceso de montaje de material base AISI 1018 para maquinado del eje de transmisión.

Fuente: (Propia)

### **Inicio de operaciones**

15. Medir la herramienta:

- Colocar la herramienta hasta tocar la pieza.
- Para que la herramienta se aproxime al material base se usa un trozo de papel delgado y tensor hasta que el papel quede atascado, pero pueda retirarse sin romperlo.



Figura 3.3 Herramienta en contacto con el material base.

Fuente: (Propia)

- Determinar el cero pieza con la operación decalaje.

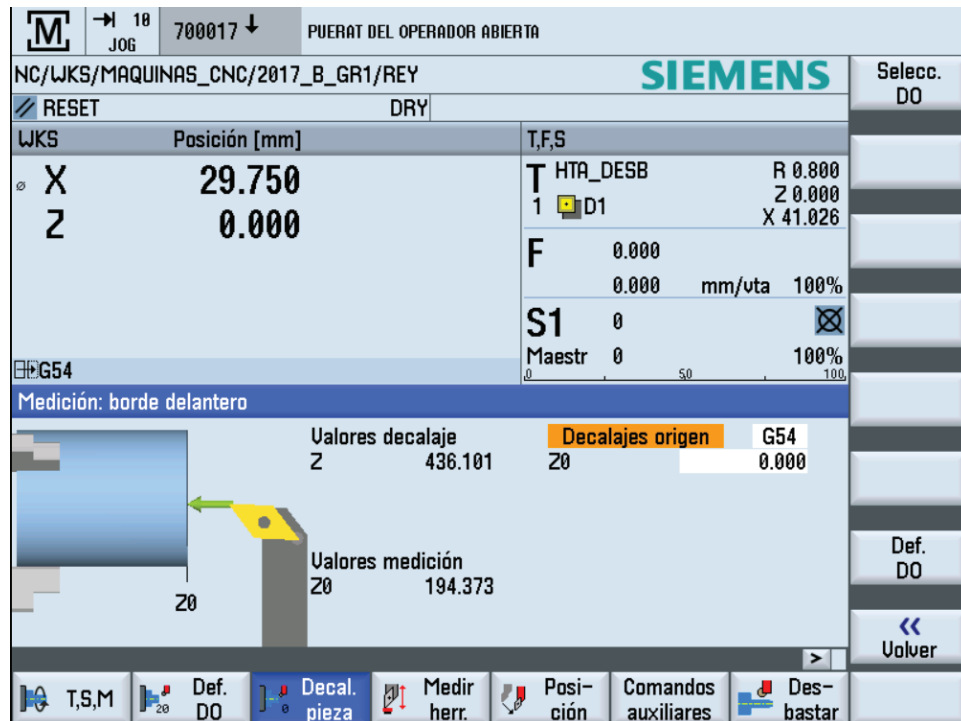


Figura 3.4 Decalaje – cero pieza

Fuente: (Propia)

- Fijar la longitud en el eje z.
  - Fijar el diámetro en el eje x.
  - Verificar el filo de la herramienta.
16. Ingresar a la carpeta que contiene el programa de la pieza a realizar.
  17. Realizar la simulación.
    - Líneas rojas: indican los retornos, alejamientos o acercamientos de la herramienta.
    - Líneas verdes: indican las pasadas, es decir el maquinado.
  18. Verificar los códigos de advertencia que pueden ser de impactos o trayectorias.
  19. Realizar la programación aplicada al material base.
  20. Finalizado el programa, se desactiva el seguro de la puerta, se verifica que la máquina se encuentre en parada y se retira la pieza con las precauciones recomendadas por el fabricante.

### 3.2. Programación del código G, para la fabricación de las piezas seleccionadas.

Se realiza un programa por cada pieza que se maquine en el torno CNC, en el caso del eje se realizará un programa en dos partes, debido al montaje y desmontaje que se deberá realizar en el material base.

### 3.2.1. Programa para el eje de transmisión de acuerdo a las dimensiones de diseño en el material base AISI/SAE 1018.

La programación para el maquinado del eje se realiza en dos partes, debido a que el material base tiene una longitud reducida.

La primera parte del programa abarca el maquinado del perfil que define el alojamiento de la polea y de la primera chumacera, el resto se cilindra para generar el hombro de apoyo para la primera chumacera definida en el diseño.

La segunda parte del programa corresponde al maquinado del perfil que define el alojamiento de la segunda chumacera, las dos bridas de seguridad, el disco de corte y la tuerca para el ajuste del conjunto bridas de seguridad – disco de corte. Esta la rosca que permite el acople de la tuerca en el eje es izquierda por lo que se debe invertir el avance de la herramienta de izquierda a derecha. Para ejecutar la simulación y el maquinado de esta parte del programa se debe montar del otro extremo la pieza.

#### Primera parte – maquinado eje de transmisión

```
; Encabezado
N10 WORKPIECE( , , , "CYLINDER" , 0 , 0 , -350 , -300 , 50 . 8 )
N20 G291;MECANIZADO DE EJE PARTE 1 TESIS DIANA AYALA
N30 G21 G40 G90 G95
N40 G54 G00 X150
N50 Z50
; Contenido del programa
N60 T0101; DESBASTE
N70 G97 S800 M3
N80 M8
N90 G00 Z2
N100 X51
; Ciclo de desbaste paralelo al perfil
N110 G73 U11.4 W0 R23
N120 G73 P130 Q210 U0.5 W0 F0.2
N130 G01 X20
N140 G01 Z0
N150 X28 , C1
N160 Z-31 , R1
N170 X35 , C1
N180 Z-76.3 , R1.3
```

```

N190 X41,C1
N200 Z-150
N210 G00 X50
N220 G97 S1000 M3
N230 G42
;Ciclo de acabado
N240 G70 P130 Q210 F0.1; AFINADO
N250 M9; Cancela el flujo de refrigerante
; Alejar herramienta y finalizar el programa
N260 G54 G00 X150
N270 Z50
N280 M30

```

### **Segunda parte – maquinado eje de transmisión**

```

; Encabezado
N10 WORKPIECE(,,, "CYLINDER",0,0,-335,-300,50.8)
N20 G291;MECANIZADO DE EJE PARTE 2 TESIS DIANA AYALA
N30 G21 G40 G90 G95
N40 G54 G00 X150
N50 Z50
;Contenido del programa
N60 T0101; DESBASTE
N70 G97 S800 M3
N80 M8
N90 G00 Z2
N100 X51
; Ciclo de desbaste paralelo al perfil
N110 G73 U10.4 W0 R21
N120 G73 P130 Q210 U0.5 W0 F0.2
N130 G01 X20
N140 Z0
N150 X30,C1
N160 Z-58,R1
N170 X35,C1
N180 Z-104.3,R1.3
N190 X41,C1
N200 Z-190
N210 G00 X50

```

```

N211 G97 S1000 M3
N212 G42
;Ciclo de acabado
N220 G70 P130 Q210 F0.1; AFINADO
N230 G40
N240 G54 G00 X150
N250 Z50
;Cambio de herramienta
N260 T0303; ROSCADO IZQUIERDO M30X2
N270 G97 S800 M3
N280 G00 Z-31
N290 X31
N300 G78 X29.46 Z4 F2
N310 X29.02
N320 X28.61
N330 X28.30
N340 X28.04
N350 X27.80
N360 X27.59
N370 X27.40
N380 X27.40
N390 X27.40
N400 X27.40
N410 X27.40
N420 X27.40
N430 X27.40
N440 G54 G00 X150
N450 Z50
N460 T0101; TOLERANCIA AL DIAMETRO
N470 G97 S1500 M3
N480 G00 Z4
N490 X29.522
N500 G01 Z-31 F0.1
N510 G00 X50
N520 M9

; Alejar herramienta y finalizar el programa
N530 G54 G00 X150
N540 Z50

```



### 3.2.2. Simulación de programa para el eje de transmisión de acuerdo a las dimensiones de diseño en el material base AISI/SAE 1018

Durante la simulación de la programación se compila el código que se ha ingresado al controlador del torno. Durante esta etapa se verifica que no existan errores en la programación y que no se presenten colisiones entre los elementos que conforman el torno CNC. La simulación del código es fundamental para verificar la programación manual que se ha realizado.

#### Primera parte – maquinado eje de transmisión

Duración 00:25:45 [horas:minutos:segundos]

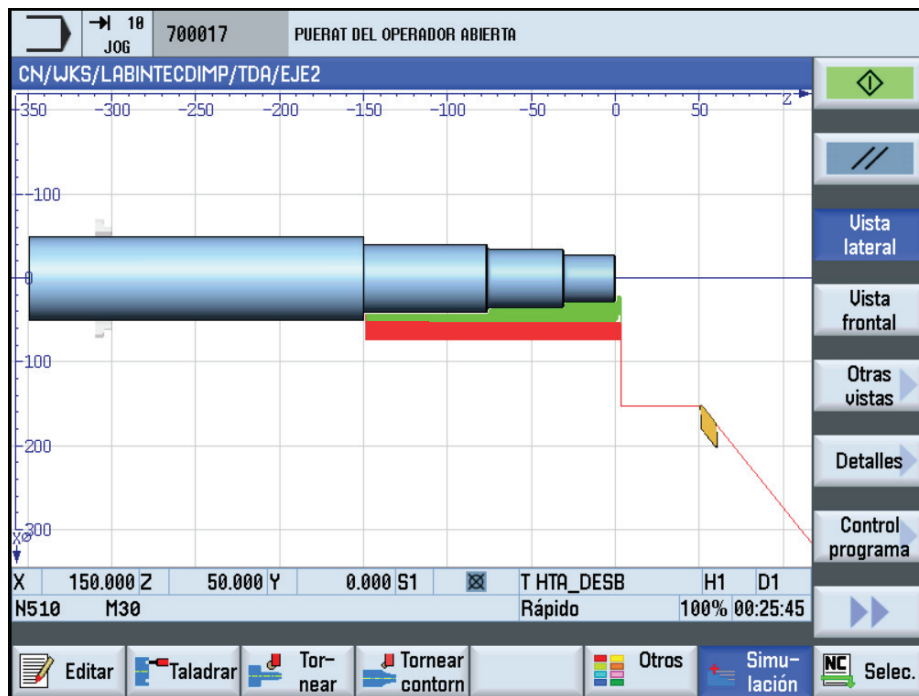


Figura 3.5 Simulación del Código ISO para eje de transmisión.

Fuente: (Propia)

#### Segunda parte – maquinado eje de transmisión

Duración 00:31:51 [horas:minutos:segundos]

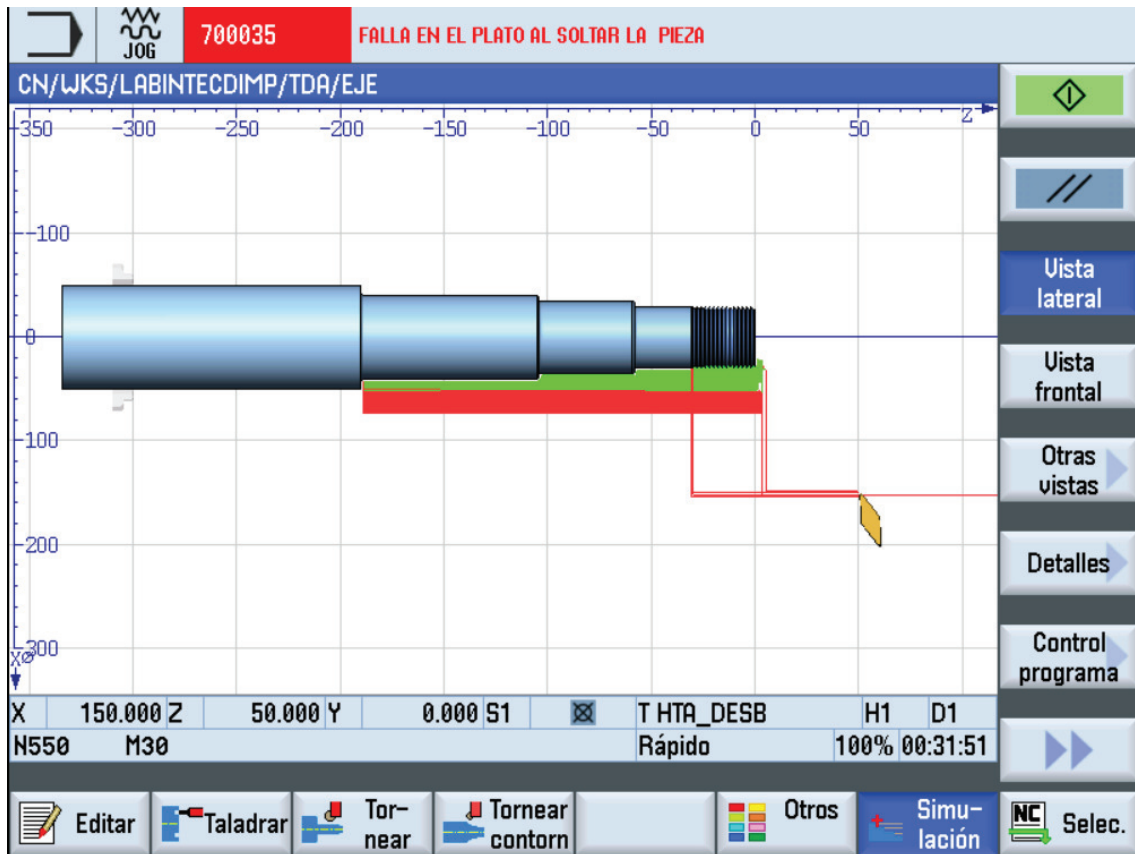


Figura 3.6 Simulación del código iso para la segunda parte del eje de transmisión.

Fuente: (Propia)

De acuerdo a la simulación no se presentan errores durante la depuración del código por lo que se obtendrán las dimensiones requeridas, sin que exista desperdicio de material base, ni colisiones entre los elementos del equipo.

### 3.2.3. Programa para la polea conducida de acuerdo a las dimensiones de diseño en el material base aluminio fundido.

```

N10 WORKPIECE( , , , "CYLINDER" , 0 , 0 , -90 , -65 , 103 )
N20 G291;MECANIZADO DE POLEA TESIS DIANA AYALA
N30 G21 G40 G90 G95
N40 G54 G00 X150
N50 Z50
;Contenido del programa
N60 T0101; DESBASTE
N70 G97 S900 M3
N80 M8
N90 G00 Z2
N100 X105
N110 G73 U26.5 W0 R53

```

```

N120 G73 P130 Q190 U0.5 W0 F0.2
N130 G01 X27
N140 Z0
N150 X50,R1
N160 Z-9,R1
N170 X95,R1
N180 Z-30
N190 G00 X105
N200 G97 S1200 M3
N210 G42
;Ciclo de acabado
N220 G70 P130 Q190 F0.1; AFINADO
N230 G40
N240 G54 G00 X150
N250 Z50
;Cambio de herramienta
N260 T0606
N270 G96 S90
N280 G92 S1000
N290 G00 Z-18.5
N300 X96
N310 G75 R0.1
N320 G75 X73 Z-18.5 P150 Q0 F0.03; CANAL POLEA
N330 G00 X96
N340 Z-28
N350 G75 R0.1
N360 G75 X60 Z-28 P150 Q0 F0.03; RANURADO
N365 G00 X96
N370 M9
; Alejar herramienta y finalizar el programa
N380 G54 G00 X150
N390 Z50
N400 M30

```

### **3.2.4. Simulación de programa para polea conducida de acuerdo a las dimensiones de diseño en el material base aluminio fundido.**

Duración 00:36:39 [horas:minutos:segundos]



Figura 3.7 Simulación del código iso para la polea conducida.

Fuente: (Propia)

En la ejecución del programa en el simulador, se comprueba que las trayectorias no indican peligro de colisión entre elementos del torno CNC, y el perfil que se obtendrá de la simulación es el esperado.

### 3.2.5. Programa para la brida de seguridad de acuerdo a las dimensiones de diseño en el material base aluminio fundido.

```

; Encabezado
N10 WORKPIECE( , , "CYLINDER", 0, 0, -50, -40, 103)
N20 G291; MECANIZADO DE BRIDA TESIS DIANA AYALA
N30 G21 G40 G90 G95
N40 G54 G00 X150
N50 Z50
; Contenido del programa
N60 T0101; DESBASTE
N70 G97 S900 M3
N80 M8
N90 G00 Z2
N100 X105
N110 G73 U31.5 W0 R63

```

N120 G73 P130 Q190 U0.5 W0 F0.2  
 N130 G01 X29  
 N140 Z0  
 N150 X40,C1  
 N160 Z-6.3,R1  
 N170 X63,C1  
 N180 Z-18  
 N190 G00 X105  
 N200 G97 S1200 M3  
 N210 G42  
 ;Ciclo de afinado  
 N220 G70 P130 Q190 F0.1; AFINADO  
 N230 G40  
 N240 G54 G00 X150  
 N250 Z50  
 ;Cambio de herramienta  
 N260 T0606;N151.2-300-25-4G 1125  
 N270 G96 S90  
 N280 G92 S1000  
 N290 G00 Z-15.6  
 N300 X64  
 N310 G75 R0.1  
 N320 G75 X25 Z-15.6 P150 Q0 F0.03; RANURADO  
 N330 G00 X64  
 N340 M9  
  
 ; Alejar herramienta y finalizar el programa  
 N350 G54 G00 X150  
 N360 Z50  
 N370 M30

### **3.2.6. Simulación de programa para las bridas de seguridad de acuerdo a las dimensiones de diseño en el material base aluminio fundido.**

Duración 00:32:11 [horas:minutos:segundos]

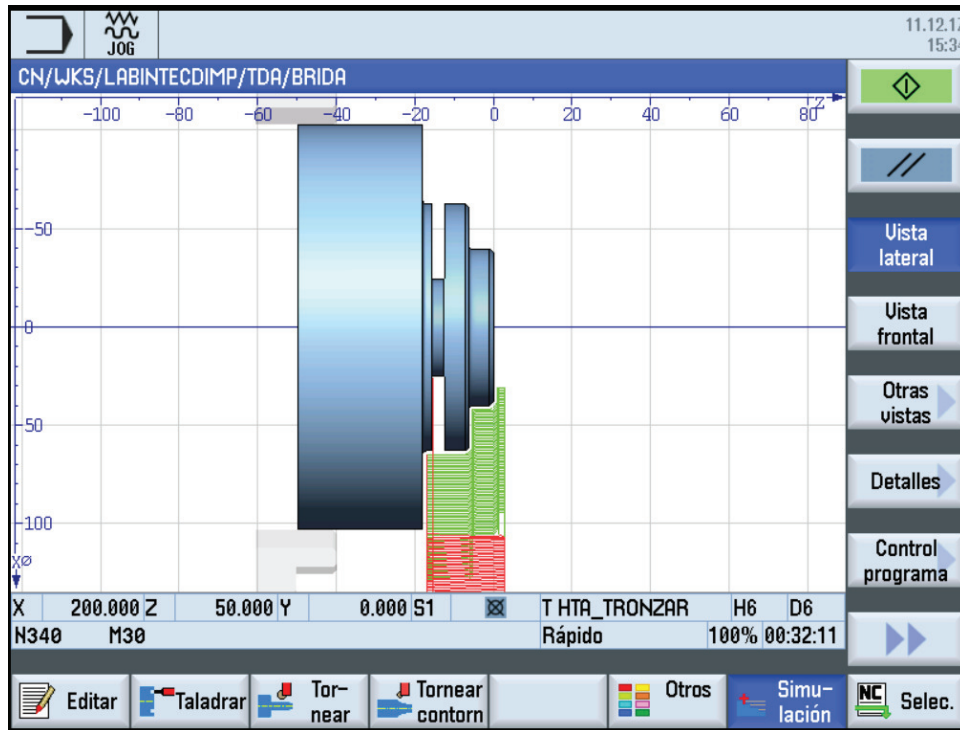


Figura 3.8 Simulación del código iso para la brida de seguridad.

Fuente: (Propia)

Una vez corridas las simulaciones de las operaciones necesarias para maquinar las piezas en torno CNC, se puede tener la certeza de que no presentará colisiones entre elementos del torno y se descartan movimientos erróneos durante la fabricación del elemento seleccionado.

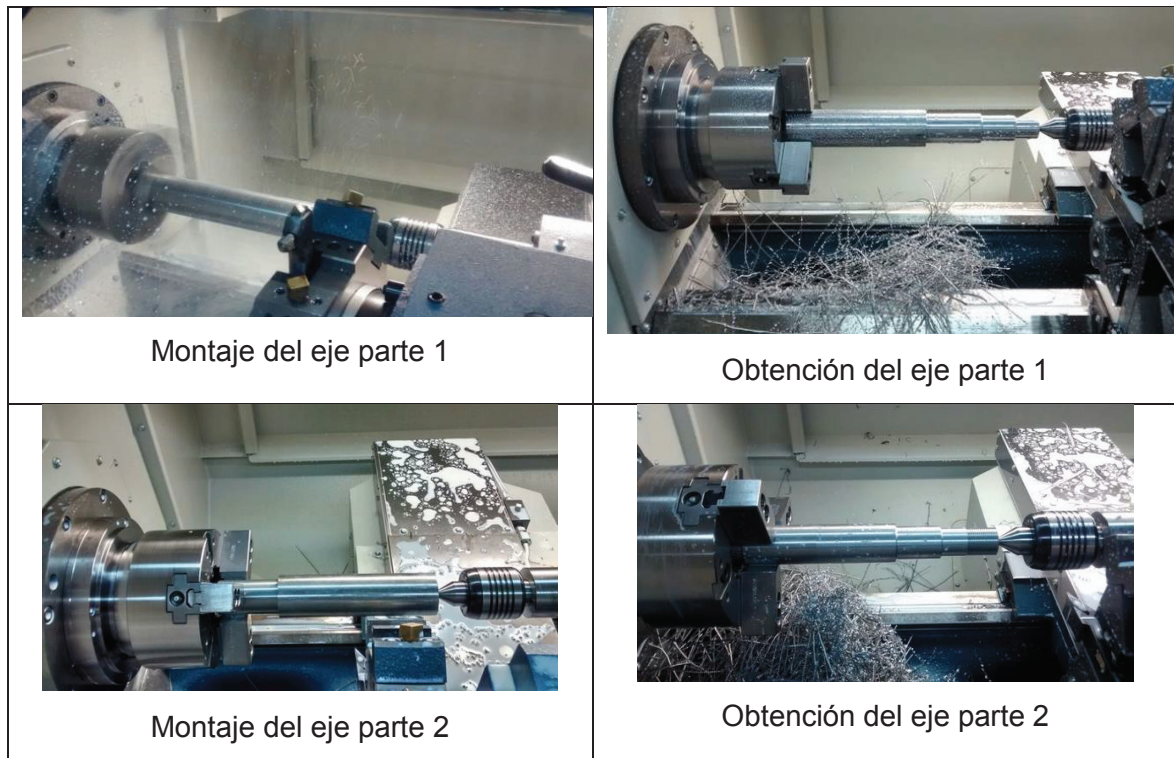
## 4. RESULTADOS

### 4.1. Registro fotográfico de maquinado en torno CNC ROMI C420

Para la obtención del eje de transmisión, como se ve en la tabla 4-1, se realizó el maquinado en primer lugar del perfil destinado para el montaje del disco, este proceso se

denomina parte 1, posterior a esto se retira el eje de las muelas del torno CNC, se vuelve a montar del lado que se realizará la rosca izquierda.

Tabla 4.1. Para la obtención del eje.



Fuente: (Propia)

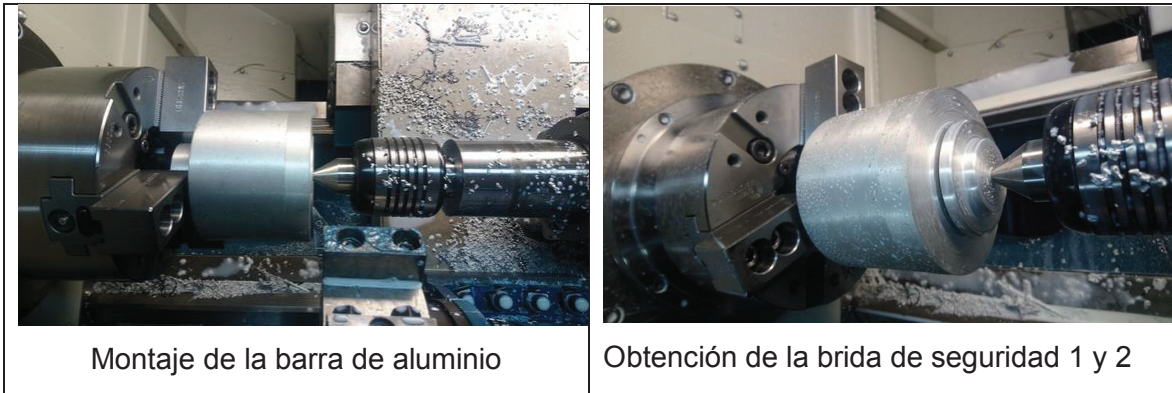
Para la obtención de las bridas de seguridad se realiza el montaje de la barra de aluminio fundido, las mordazas del torno sujetan el diámetro menor previamente realizado en torno convencional, de otra manera el torno CNC no puede sujetar este material base.

Una vez realizada la secuencia planteada en la tabla1-2, se procede a cortar pieza por pieza correspondiente a las bridas de seguridad.

El agujero interno se realizará también con la asistencia de máquinas de operación manual, teniendo en cuenta que los procesos de maquinado deben estar enfocados a cumplir con las tolerancias propuestas por el diseño para poder cumplir con las restricciones de apriete y los juegos con holgura sin exceder a las especificaciones que de igual manera se establecen en la etapa de diseño.

Tabla 4.2 Para la obtención de la brida de seguridad 1 y 2



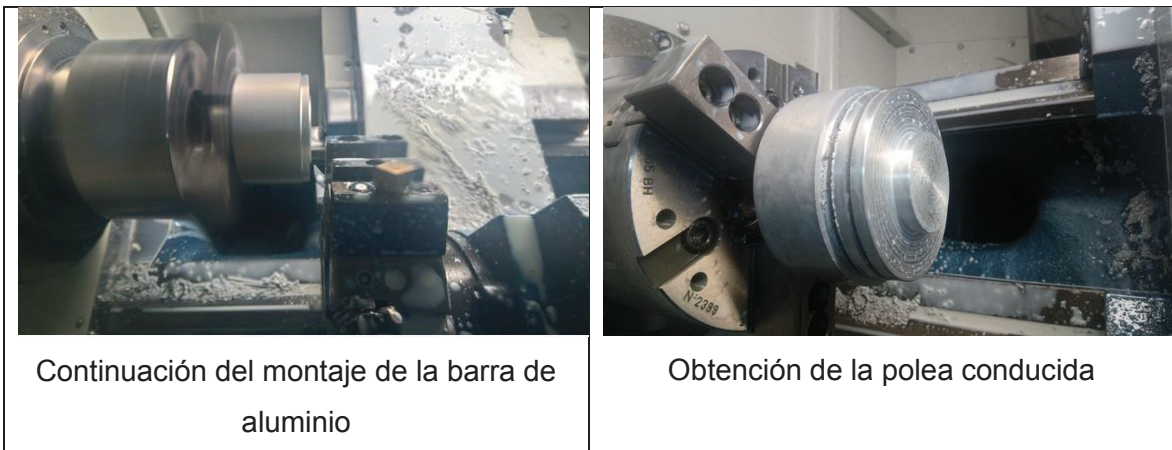


Fuente: (Propia)

Para obtener la polea se trabaja sobre el material base usado para las bridas, se realiza nuevamente el montaje y se corre el programa ya simulado para la polea conducida, esta polea también deberá ser procesada en la maquinaria convencional para poder cumplir con las condiciones geométricas del canal y el agujero para acoplamiento con el eje.

Todos los procesos de maquinado deben ser enfocados a cumplir con los parámetros que se plantea el diseño para la correcta transmisión de potencia, el apriete o juego que sean necesarios.

Tabla 4.3 Para la obtención de la polea



Fuente: (Propia)

Con esto se cumple con la parte de fabricación de piezas seleccionadas en CNC, por lo que el siguiente punto de este estudio técnico será la etapa de comprobación de medidas y con estas medidas asegurar que no se produzcan inconvenientes de interferencia o juego no deseado entre las piezas que estén involucradas den el montaje.

La simulación del ensamble permite tener la certeza de que las dimensiones de diseño son acertadas y funcionales, por lo que se procede.


## 4.2. Comprobación de tolerancias



Se presenta el primer cuadro de resultados con comprobación de tolerancias obtenidas del maquinado en torno CNC.

En cada cuadro se presenta un esquema que define las zonas que fueron analizadas con el calibrador con certificado de calibración en el anexo 35. Se diferencian entre medidas de longitud y de diámetro, las medidas críticas que se revisan son en los diámetros del eje que implican apriete por transmisión de potencia en el caso de los alojamientos de las chumaceras y juego en el caso de la zona de montaje para bridas y disco.

Tabla 4.4. Tabla de control de tolerancias para eje de transmisión.

Eje de transmisión				
Tolerancia de diseño [mm]				
	28h7	Diámetro de eje de transmisión para montaje de polea conducida Diámetros registrados por calibrador electrónico certificado en [mm]		
28,000	Ø1	Ø2	Ø3	Ø4
27,979	27,99	28,04	28,14	28,03
Valor promedio de diámetro $\bar{\varnothing}$ [mm]		28,05	No pasa	
35h6	Diámetro de eje de transmisión para montaje de chumacera 1 Diámetros registrados por calibrador electrónico certificado en [mm]			
35,000	Ø1	Ø2	Ø3	Ø4
34,998	35,00	34,96	35,00	34,96
Valor promedio de diámetro $\bar{\varnothing}$ [mm]		35,00	No Pasa	
41±0,1	Diámetro de eje de transmisión para distancia de separación de chumaceras Diámetros registrados por calibrador electrónico certificado en [mm]			

41,1	∅1	∅2	∅3	∅4
41,0	41,02	41,03	41,15	41,00
40,99				
Valor promedio de diámetro $\bar{\varnothing}[mm]$		41,05	Pasa	
35h6	Diámetro de eje de transmisión para chumacera 2 Diámetros registrados por calibrador electrónico certificado en [mm]			
35,000	∅1	∅2	∅3	∅4
34,984	34,96	35,00	34,98	35,00
Valor promedio de diámetro $\bar{\varnothing}[mm]$		35,00	No Pasa	
30h7	Diámetro de eje de transmisión para montar disco de corte junto con brida de seguridad 1 y 2 Diámetros registrados por calibrador electrónico certificado en [mm]			
30,000	∅1	∅2	∅3	∅4
29,979	30,00	29,98	29,90	30,01
Valor promedio de diámetro $\bar{\varnothing}[mm]$		29,97	Pasa	

Fuente: (Propia)

Tabla 4.5 Tabla de control de tolerancias para brida de seguridad 1 y 2

				
63±0,1	Diámetro externo de brida de seguridad 1 Diámetros registrados por calibrador electrónico certificado en [mm]			
62,9	∅1	∅2	∅3	∅4
63,0	62,99	62,92	62,98	63,2
63,1				

Valor promedio de diámetro $\bar{\phi}[mm]$	63,02	Pasa		
6,3 ± 0,1	Espesor de la manzana de brida de seguridad 1 longitudes registradas por calibrador electrónico certificado en [mm]			
6,4	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$
6,3	6,25	6,36	6,29	6,32
6,2				
Valor promedio de diámetro $\bar{\phi}[mm]$	6,31	Pasa		
Tolerancia de diseño [mm]	Espesor correspondiente al diámetro mayor de la brida de seguridad 1			
6,3±0,1	longitudes registradas por calibrador electrónico certificado en [mm]			
6,4	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$
6,3	6,27	6,32	6,27	6,24
6,2				
Valor promedio de longitud $\bar{x}[mm]$	6,28	Pasa		
6,3 ± 0,1	Diámetro externo de brida de seguridad 1 Diámetros registrados por calibrador electrónico certificado en [mm]			
62,9	$\phi_1$	$\phi_2$	$\phi_3$	$\phi_4$
63,0	62,96	62,98	63,04	62,95
63,1				
Valor promedio de diámetro $\bar{\phi}[mm]$	62,98	Pasa		
6,3±0,1	Espesor de la manzana de brida de seguridad 2 Diámetros registrados por calibrador electrónico certificado en [mm]			
6,4	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$
6,3	6,30	6,30	6,31	6,32
6,2				
Valor promedio de diámetro $\bar{\phi}[mm]$	6,31	Pasa		
6,3 ± 0,1	Espesor correspondiente al diámetro mayor de la brida de seguridad 2			
6,4	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$
6,3	6,36	6,29	6,31	6,31
6,2				
Valor promedio de diámetro $\bar{x}[mm]$	6,32	Pasa		

Fuente: (Propia)

Tabla 4.6 Tabla de control de tolerancias para polea conducida.

 <p>Polea conducida maquinada solo por Torno CNC</p>				
Tolerancia de diseño [mm]	Espesor correspondiente al diámetro mayor de la polea conducida			
16±0,1	longitudes registradas por calibrador electrónico certificado en [mm]			
16,1	<i>x</i> 1	<i>x</i> 2	<i>x</i> 3	<i>x</i> 4
16,0	15,95	16,12	15,98	16,00
15,9				
Valor promedio de longitud $\bar{x}$ [mm]	16,01	Pasa		
95 ± 0,1	Diámetro externo de polea conducida			
	Diámetros registrados por calibrador electrónico certificado en [mm]			
95,1	∅1	∅2	∅3	∅4
95,0	94,98	94,90	94,94	94,99
94,9				
Valor promedio de diámetro $\bar{\varnothing}$ [mm]	94,95	Pasa		
8±0,1	Espesor de la manzana polea conducida			
	longitudes registradas por calibrador electrónico certificado en [mm]			
8,1	<i>x</i> 1	<i>x</i> 2	<i>x</i> 3	<i>x</i> 4
8,0	8,05	8,06	8,07	8,05
7,9				
Valor promedio de diámetro $\bar{x}$ [mm]	8,06	Pasa		
50 ± 0,1	Espesor correspondiente al diámetro de la manzana polea conducida			
50,1	<i>x</i> 1	<i>x</i> 2	<i>x</i> 3	<i>x</i> 4

50,0	49,91	49,92	49,93	49,93
49,9				
Valor promedio de longitud $\bar{x}$ [mm]		49,92	Pasa	

Fuente: (Propia)

### 4.3. Ensamble de piezas fabricadas y piezas seleccionadas de catálogo

Para realizar el ensamble de las piezas adquiridas seleccionadas de catálogo y las piezas fabricadas en CNC, se deben realizar operaciones complementarias al maquinado ya realizado por el torno CNC. Se puede ver en la Figura 4.1.

En las bridas de seguridad se deberá realizar un vaciado como indica el plano de taller A.LL:101-102, con una broca de 1 [in] y después se realizará el acabado con una cuchilla de interiores en torno convencional hasta llegar al diámetro interno de 30[mm].

Para la polea conducida se debe realizar un agujero central para ensamblar con el eje como indica el plano de taller A.LL:001-101, de igual forma se iniciará con una broca de 1 [in] y después de realizará el cilindrado con una cuchilla de interiores en torno convencional hasta llegar al diámetro de 28 [mm] y el ángulo del canal en V.






Figura 4.1 Acanalado en torno convencional.

Fuente: (Propia)

El montaje se realizará como se indica en el plano A.LL:001, al subconjunto de ensamble se le llama sistema de sierra circular de corte. Los elementos se pueden ver en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7 Elementos para el montaje de la sierra circular de corte

 <p>Eje de transmisión</p>	 <p>Bridas de seguridad</p>
 <p>Tuerca Hexagonal</p>	 <p>Disco de corte 40T 10''</p>
 <p>Chumaceras</p>	 <p>Polea acanalada en V</p>

Los componentes entran sin necesidad de asistencia de una herramienta ya que el montaje debe ser sencillo para el cambio de repuestos o mantenimiento de la sierra circular de corte. Se puede ver en la Figura 4.2.



Figura 4.2 Montaje de la sierra circular de corte final de los elementos fabricados en CNC y de los elementos seleccionados de catálogo.

Fuente: (Propia)



## 5. CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

### 5.1. Conclusiones

- Este estudio técnico cumple con el diseño y simulación de una sierra circular de banco y en base a esto, se fabrican componentes seleccionados en el torno modelo C420 de control numérico computarizado (CNC).
- El diseño se realizó enfocado a la disponibilidad de repuestos en el mercado para sierras de corte de tipo estacionaria, parámetros de seguridad presentes en la norma NTP 96. Dentro de la gama de herramientas de corte el diseño de una máquina que se adapte a repuestos sin seguir una línea exclusiva de marcas es importante, ya que esto evita que la producción se pare por falta de repuestos.
- El diseño de la sierra se hizo en condiciones de trabajo máximo respecto de un uso de tipo doméstico. Sin embargo, la sierra tiene la capacidad de realizar cortes para madera dura o semidura y blanda.
- El diseño exige que el disco de corte se ajuste a presión mediante bridas y una tuerca hexagonal izquierda, este es el único repuesto que no se encuentra fácilmente disponible en el mercado. En el proyecto se realizó el maquinado de rosca izquierda con la herramienta disponible en el laboratorio para realizar esta operación, obteniendo una rosca M30x2, que al giro del eje no deslice.
- Para esta herramienta de corte, cumplir con las tolerancias de fabricación de elementos permite facilidad de montaje, asegurar transmisión de potencia, asegurar que los elementos de revolución sean concéntricos y evita vibraciones excesivas durante el corte.
- El proyecto tiene diferentes etapas de simulación, donde se evalúan parámetros de geometría en simulación de ensamble, ya que dentro del alcance de este trabajo no se va a construir la máquina, esta simulación asegura que las dimensiones dadas validan las dimensiones de montaje establecidas en el diseño.
- Para asegurar que el elemento crítico se desempeña satisfactoriamente durante el accionamiento y la operación de corte, se realiza un mallado fino sobre el eje de transmisión, se ubican las cargas de flexión y torsión, al correr la simulación se validan los cálculos de diseño ya que el elemento no registra desplazamientos que indiquen falla.
- Para la simulación de la programación, se utiliza el controlador del torno CNC que permite correr el código, lo depura y mediante líneas de trayectoria permiten al

operador evitar colisiones internas o pérdida del material base por operaciones mal realizadas.

- En la etapa de fabricación, se determinaron los componentes que cumplen con las características de maquinado en torno CNC, es decir se localizan los elementos con volumen de revolución. Los tiempos de maquinado en CNC de las piezas seleccionadas, llegan en el elemento de perfil más complejo al máximo de treinta y siete minutos, esto representa optimización de recursos, reduce tiempo de verificación de medidas entre operaciones y evita pérdidas por piezas no conformes.
- Es necesario manejar la programación manual del torno, ya que para poder empatar la máquina CNC con un software CAM, se debe realizar la inversión para adquirir el diseño de un post procesador, que se adapte al controlador de la máquina con control numérico. Adicional a esto el código que se genera del software CAM no usa ciclos en la programación del código, cada trayectoria se realiza en un bloque independiente, por lo que se incrementa el tiempo de maquinado.
- Para la verificación de medidas se usó un calibrador con certificación, lo que permitió coleccionar varias medidas y contrastar con las tolerancias de diseño. Se debe analizar la criticidad del cumplimiento de la tolerancia antes de desechar la pieza, en zonas de ajuste es importante que se cumplan, no así con las zonas que indican holgura.
- Para el ensamble de las piezas fabricadas y las piezas seleccionadas, se comprueba que las especificaciones geométricas del diseño corresponden a las exigencias del mercado actual y confirman la aplicabilidad del estudio técnico a una producción en serie de repuestos.

## **5.2. Trabajo a futuro**

- Este estudio genera temas para trabajo a futuro. Con la información de este proyecto se puede adquirir los elementos planteados para la construcción del bastidor y la implementación del motor.
- Se debe implementar trabajos donde se obtenga por fundición y se caracterice el material base, para que se maquine en CNC, de esta manera cerrar el ciclo tecnológico y tener conclusiones sobre resultados desde el análisis del material hasta la aplicabilidad en elementos fabricados.
- Analizar a profundidad la viruta en herramientas de corte aporta con información sobre la calidad de parámetros ingresados en la máquina, es por esto que se



sugiere estudiar la relación de la potencia y la geometría de la herramienta de corte, ya que en este punto se puede usar la máquina dentro de las curvas de operación óptima.

- Existe un trabajo de realización de post procesador como tesis aplicado al torno CNC ROMI C420, se puede comparar tiempos de maquinado entre este tipo de programa con software CAM y el mismo proceso en programación manual.

## 6. BIBLIOGRAFÍA

- De Maquinas y Herramientas*. (2014). Recuperado el 2017, de <http://www.demaquinasyherramientas.com/mecanizado/materiales-segun-la-norma-iso>
- DEWALT. (2001). *Catálogo DEWALT*. Recuperado el 05 14, 2017, de <http://www.dewalt.com.ar>
- Directas, S. I. (2017). *Mercado Libre*. Recuperado el 05 14, 2017, de <http://articulo.mercadolibre.com.ec>
- Escalona, I. (2009). *Máquinas herramientas por arranque de viruta*. Editorial El Cid.
- Herramientas, D. M. (2014). *DEMAQUINASYHERRAMIENTAS*. Recuperado el 05 17, 2017, de <http://www.demaquinasyherramientas.com/catalogos-maquinas-herramientas>
- HÜTTE. (MCMLVI). *Manual del Ingeniero*. Berlin : Academia Hütte.
- I, U. J. (2008, 02 28). *Mecapedia*. (Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción ) Recuperado el 10 04, 2017, de [http://www.mecapedia.uji.es/transmision\\_por\\_correa.htm](http://www.mecapedia.uji.es/transmision_por_correa.htm)
- IRWIN. (s.f.). *Circular Saw Blades, Marples Woodworking Series Saw Blades*. (IRWIN) Recuperado el 09 21, 2017, de [www.irwin.com](http://www.irwin.com)
- Jozef Krilek, J. K. (2014). *Wood Crosscutting Process Analysis for Circular Saws*. Zloven: Technical University, Faculty of Environmental and Manufacturing Technology, Department of Forest and Mobile Rechnology.
- Koch, P. (1964). *Wood machining processes*. New York, USA: Ronald Press.
- MADEFLEX. (2017). *EDIMCA*. Recuperado el 05 17, 2017, de <http://www.edimca.com.ec/edimca/catalogo-otros-tableros#page-1>
- MARATHON, I. (s.f.). *Discos para sierras circulares*. Recuperado el 09 03, 2017, de <http://www.irwin.com>
- MARATHON, I. (Sin Fecha). *IRWIN TOOLS*. Recuperado el 05 17, 2017, de <http://www.irwin.com>

- Ockjava, A. B. (2006). *Reduction of dustiness in sawing wood by universal circular saw*. UDK Berlín : DRVNA INDUSTRIJA.
- OPTIBELT. (s.f.). *Optibelt Power Transmission*. Recuperado el 09 28, 2017, de [www.optibelt.com](http://www.optibelt.com)
- OSHA. (s.f.). [www.osha.gov](http://www.osha.gov). Recuperado el 09 08, 2017, de <https://www.osha.gov>
- PFERD. (2017). *Catálogo de Discos de desbaste y corte 206*. PERD.
- Ramkumar, D. J. (2017). *Indian Institute of Technology Kanpur* . (Department of Mechanical Engineering Department) Recuperado el 10 19, 2017, de <http://home.iitk.ac.in/~jrkumar/download/Lecture-2.pdf>
- Rey, D. I. (1999). *Maestría de Diseño Mecánico de la Facultad de Ingeniería Mecánica del Instituto Superior Politécnico José A. Echeverría*. Recuperado el 10 19, 2017, de [http://campusvirtual.edu.uy/archivos/.../CORREAS\\_MAESTRIA.pdf](http://campusvirtual.edu.uy/archivos/.../CORREAS_MAESTRIA.pdf)
- Riba, C. (2002). *Diseño Concurrente*. Barcelona: Edicions UPC.
- rodamientos, F. (s.f.). *Rodamientos de bolas, rodamientos de rodillos, soportes y accesorios FAG*. España: FAG Sales Europe GmbH.
- ROMI. (2011). *Manual de Programación* .
- Shigley, J. E. (1983). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mexico: McGraw-Hill Inc. .
- SKF. (2015). *SKF Rodamientos*. E.E.U.U.: Grupo SKF 2015.
- SKIL. (2015). *Herramientas Eléctricas SKIL*. Recuperado el 05 14, 2017, de <http://www.kywi.com.ec/files/SKIL.pdf>
- Stanley Black & Decker, I. (2002). *STANLEY*. Recuperado el 05 14, 2017, de <http://www.stanleytools.com.pe>
- Vizcaino, I. (Sin año). *Calameo*. Recuperado el 05 18, 2017, de <http://es.calameo.com>
- WEG. (2017). *Guía Práctica de Capacitación Técnico Comercial - Motor Eléctrico*. Recuperado el 09 08, 2017, de <http://ecatalog.weg.net>
- WEG. (s.f.). *WEG W22 Motor Eléctrico Trifásico* . Recuperado el 09 08, 2017, de <http://ecatalog.weg.net>
- ZUBIOLA. (2013). *Madera y construcción. Información técnica*. Recuperado el 09 20, 2017, de <http://www.zubiola.es>

## 7. ANEXOS

### ANEXO I

Lista de funciones para código de programación G o ISO

LISTA DE FUNCIONES PREPARATIVAS			
CODIGO G	FUNCIÓN	MODAL	NO MODAL
G00	Posicionamiento (avance rápido)	X	
G01	Interpolación lineal (avance programado)	X	
G02	Interpolación circular (sentido horario)	X	
G03	Interpolación circular (sentido antihorario)	X	
G04	Tiempo de permanencia (Dwell)		X
G20	Programación en pulgada (inch)	X	
G21	Programación en milímetro	X	
G28	Retorna los ejes a la posición de referencia		X
G33	Interpolación con rosca (rosca paso a paso)	X	
G40	Cancela la compensación de radio	X	
G41	Activa la compensación de radio (herramienta a la izquierda)	X	
G42	Activa la compensación de radio (herramienta a la derecha)	X	
G53	Cancela las coordenadas cero-pieza (activa cero-máquina)		X
G54	Activa el sistema de coordenadas cero-pieza 1	X	
G55	Activa el sistema de coordenadas cero-pieza 2	X	
G56	Activa el sistema de coordenadas cero-pieza 3	X	
G57	Activa el sistema de coordenadas cero-pieza 4	X	
G58	Activa el sistema de coordenadas cero-pieza 5	X	
G59	Activa el sistema de coordenadas cero-pieza 6	X	
G70	Ciclo de acabado	X	
G71	Ciclo de desbaste longitudinal		X
G72	Ciclo de desbaste transversal		X
G73	Ciclo de desbaste paralelo al perfil		X
G74	Ciclo de desbaste longitudinal o de perforado axial		X
G75	Ciclo de refrentado o de canales		X
G76	Ciclo automático de roscado		X
G77	Ciclo de desbaste longitudinal o cónico	X	
G78	Ciclo semiautomático de roscado	X	
G79	Ciclo de desbaste transversal o cónico	X	
G80	Cancela ciclos de perforado	X	
G83	Ciclo de perforado axial	X	
G84	Ciclo de roscado con macho axial	X	
G90	Sistema de Coordenadas Absolutas	X	
G91	Sistema de Coordenadas Incrementales	X	
G92	Determinar nuevo origen o máxima rotación (RPM)	X	

G94	Avance en milímetros/pulgadas por minuto	X	
G95	Avance en milímetros/pulgadas por rotación	X	
G96	Activa velocidad de corte (m/min)	X	
G97	Cancela velocidad de corte (programación RPM)	X	
G290	Habilita lenguaje de programación Siemens		X
G291	Habilita lenguaje de programación ISO	X	

Fuente: (ROMI, 2011)

ANEXO 2

CASA DE LA CALIDAD

## ANEXO 3

### Tabla para selección de factor de carga

Tabla 17

<b>ejemplo de máquinas accionadas</b>	<b>Ejemplo de máquinas motrices</b>					
	Los motores CA y trifásicos con un momento de arranque normal (de hasta 1,8 veces el momento nominal), por ejemplo, motores síncronos y monofásicos con fase auxiliar de arranque, motores trifásicos con arranque directo, arranque estrella/triángulo, con anillo colector; de corriente continua, de combustión interna y turbinas de $n > 600$ r.p.m			Los motores CA y trifásicos con un momento de arranque alto (más de 1,8 veces el momento nominal), por ejemplo, motores monofásicos con alto momento de arranque, motores con conexión principal CC conectados en serie y combinación, motores de combustión interna y turbinas de $n \leq 600$ r.p.m		
	Factor de carga $c_2$ para servicio diario (horas) hasta 10      más de 10 hasta 16      a partir de 16			Factor de carga $c_2$ para servicio diario (horas) up to 10      mas de 10 hasta 16      a partir de 16		
<b>Transmisiones ligeras</b> Bombas centrífugas y compresores, byas transportadoras (cargas ligeras) ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<b>Transmisiones medias</b> Guillotinas, prensas, transportadores de cadena y bya (cargas pesadas), tamices vibradores, generadores y excitadores, amasadoras, máquinas herramienta (tornos, esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<b>Transmisiones pesadas</b> Molinos, compresores de pistón, transportadores de carga pesada, expulsos (transportadores helicoidales, cintas de placas, cangilones y pala), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria del papel, bombas de pistón, bombas draga, aserraderos, molinos de machacado	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<b>Transmisiones muy pesadas</b> Molinos de carga pesada, trituradoras de piedra, calyras, mezcladoras, tornos, grúas, dragas, maquinaria pesada para madera	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

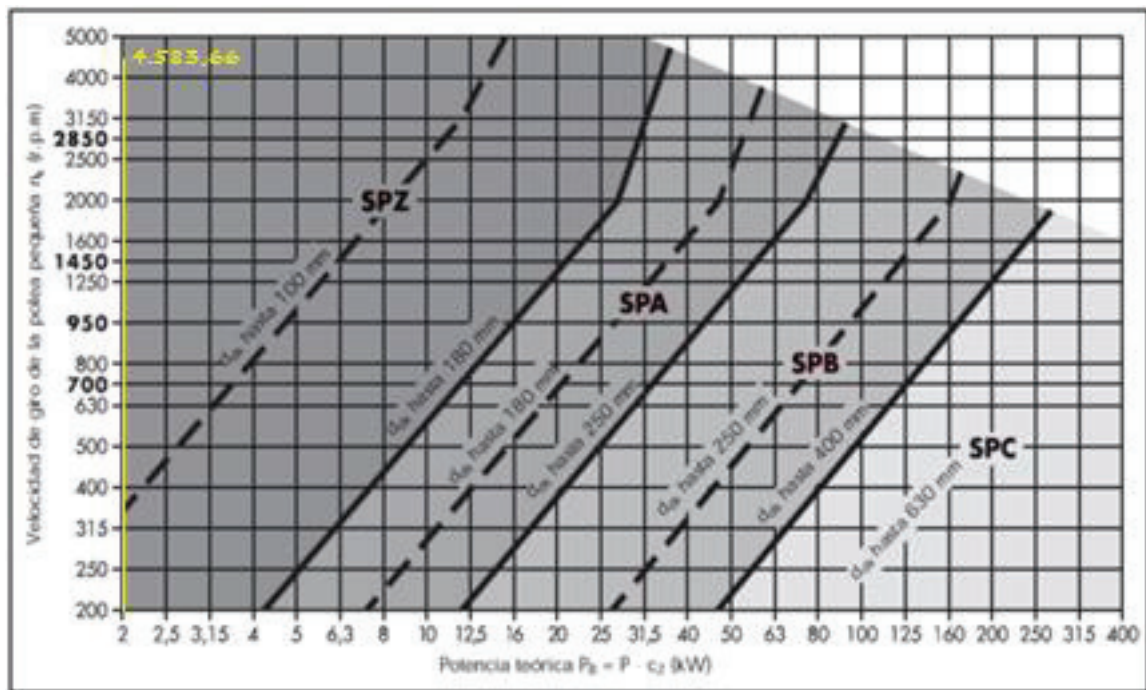
68

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

## ANEXO 4

Diagrama: Correas trapeciales estrechas de alto rendimiento Optibelt SK según DIN 7753

Parte 1



Fuente: (OPTIBELT, 2017)



## ANEXO 5

Tabla de datos de poleas disponibles de acuerdo a la correa seleccionada.

Perfil de la correa trapecial	Denominación ISO	-	Y	-	Z	A	B	C	-	D	E	Diámetro de referencia $d_d$		Tolerancia de concentricidad y planitud		
												min	máx			
Perfil correa trapecial estrecha	Denominación DIN 7753 Parte 1 e ISO 4184	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40	20,0	20,4	0,2	
		-	-	-	SPZ	SPA	SPB	-	SPC	-	-	-	-	22,0		22,4
		-	28,0	40	40	45	45	45	45	45	45	45	45	45		45,7
		-	31,5	40	40	50	50	50	50	50	50	50	50	50		50,8
		-	35,5	40	40	56	56	56	56	56	56	56	56	56		56,9
		-	40,0	40	40	63	63	63	63	63	63	63	63	63		64,0
		-	45,0	45	45	67	67	67	67	67	67	67	67	67		67,0
		-	71,0	71	71	71	71	71	71	71	71	71	71	71		71,0
		-	80,0	80	80	75	75	75	75	75	75	75	75	75		75,0
		-	90,0	90	90	80	80	80	80	80	80	80	80	80		80,0
		-	100,0	100	100	85	85	85	85	85	85	85	85	85		85,0
		-	112,0	112	112	90	90	90	90	90	90	90	90	90		90,0
		-	125,0	125	125	95	95	95	95	95	95	95	95	95		95,0
		-	140	140	140	100	100	100	100	100	100	100	100	100		100,0
-	160	160	160	106	106	106	106	106	106	106	106	106	106,0			
Diámetro de referencia $d_d$		112,0	112	112	112	112	112	112	112	112	112	112	112	112,0	0,3	
		118	118	118	118	118	118	118	118	118	118	118	118	118,0		
		125	125	125	125	125	125	125	125	125	125	125	125	125,0		
		132	132	132	132	132	132	132	132	132	132	132	132	132,0		
		140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140,0		
		150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150,0		
		160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160,0		
		170	170	170	170	170	170	170	170	170	170	170	170	170,0		
		180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180,0		
		190	190	190	190	190	190	190	190	190	190	190	190	190,0		
		200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200,0		
		212	212	212	212	212	212	212	212	212	212	212	212	212,0		
		224	224	224	224	224	224	224	224	224	224	224	224	224,0		
		225	225	225	225	225	225	225	225	225	225	225	225	225,0		
225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6			

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

## ANEXO 6

Tabla de correas disponibles en el mercado de acuerdo al desarrollo de referencia

Perfil SPZ		Perfil SPA		Perfil SPB		Perfil SPC	
Desarrollo de referencia ISO (mm)	$L_d$	Desarrollo de referencia ISO (mm)	$L_d$	Desarrollo de referencia ISO (mm)	$L_d$	Desarrollo de referencia ISO (mm)	$L_d$
487	1037	732	1382	1250	1700	2000	2000
512	1047	757	1400	1320	1800	2120	2120
562	1060	782	1407	1400	1900	2240	2240
587	1077	800	1432	1500	2000	2360	2360
612	1087	807	1457	1600	2120	2500	2500
630	1112	832	1482	1700	2240	2650	2650
637	1120	850	1500	1800	2360	2800	2800
662	1137	857	1507	1900	2500	3000	3000
670	1162	882	1532	2000	2650	3150	3150
687	1180	900	1557	2120	2800	3350	3350
710	1187	907	1582	2240	3000	3550	3550
722	1202	932	1600	2360	3150	3750	3750
737	1212	950	1607	2500	3350	4000	4000
750	1237	957	1632	2650	3550	4250	4250
762	1250	982	1657	2800	3750	4500	4500
772	1262	1000	1682	3000	4000	4750	4750
787	1287	1007	1700	3150	4250	5000	5000
800	1312	1032	1707	3350	4500	5300	5300
812	1320	1060	1732	3550	4750	5600	5600
825	1337	1082	1757	3750	5000	6000	6000
837	1347	1107	1782	4000	5300	6300	6300
850	1362	1120	1800	4250	5600	6700	6700
862	1387	1132	1807	4500	6000	7100	7100

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

## ANEXO 7

### Correas trapeciales estrechas Optibelt SK

Desarrollo de referencia (mm)	Ajuste mínimo x (mm) – para tensado o retensado	Ajuste mínimo y (mm) para montaje			
		SPZ, XPZ	SPA, XPA	SPB, XPB	SPC, XPC
487 ≤ 670	10	10	10	—	—
> 670 ≤ 1 000	15	15	15	—	—
> 1 000 ≤ 1 250	20	15	15	—	—
> 1 250 ≤ 1 800	25	20	20	20	—
> 1 800 ≤ 2 240	25	20	20	20	25
> 2 240 ≤ 3 000	35	20	20	20	30
> 3 000 ≤ 4 000	45	20	20	20	30
> 4 000 ≤ 5 000	55	20	20	25	30
> 5 000 ≤ 6 300	70	25	25	30	35
> 6 300 ≤ 8 000	85	25	25	35	40
> 8 000 ≤ 10 000	110	30	30	35	45
> 10 000 ≤ 12 500	135	—	—	35	45
> 12 500 ≤ 15 000	150	—	—	45	55
> 15 000 ≤ 18 000	190	—	—	45	55

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

## ANEXO 8

Tabla de valores de arco de abrazo  $\beta$  y factor de corrección  $C_1$

*Tabla 16*

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	$C_1$
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90
1,40	92°	0,88
1,45	88°	0,87
1,50	84°	0,86
1,55	80°	0,84
1,60	77°	0,83

Fuente: (OPTIBELT, 2017)



## ANEXO 10

### Cálculo

#### Factor de desarrollo $c_3$ para correas trapeciales estrechas **optibelt** y correas múltiples **Kraftband**

El factor de desarrollo  $c_3$  considera la flexión de la correa basándose en el desarrollo de referencia para el perfil de correa en cuestión.

De ello se deducen las siguientes relaciones:

Desarrollo utilizado de correa > Desarrollo de referencia  $c_3 > 1,0$

Desarrollo utilizado de correa = Desarrollo de referencia  $c_3 = 1,0$

Desarrollo utilizado de correa < Desarrollo de referencia  $c_3 < 1,0$

Tabla 18

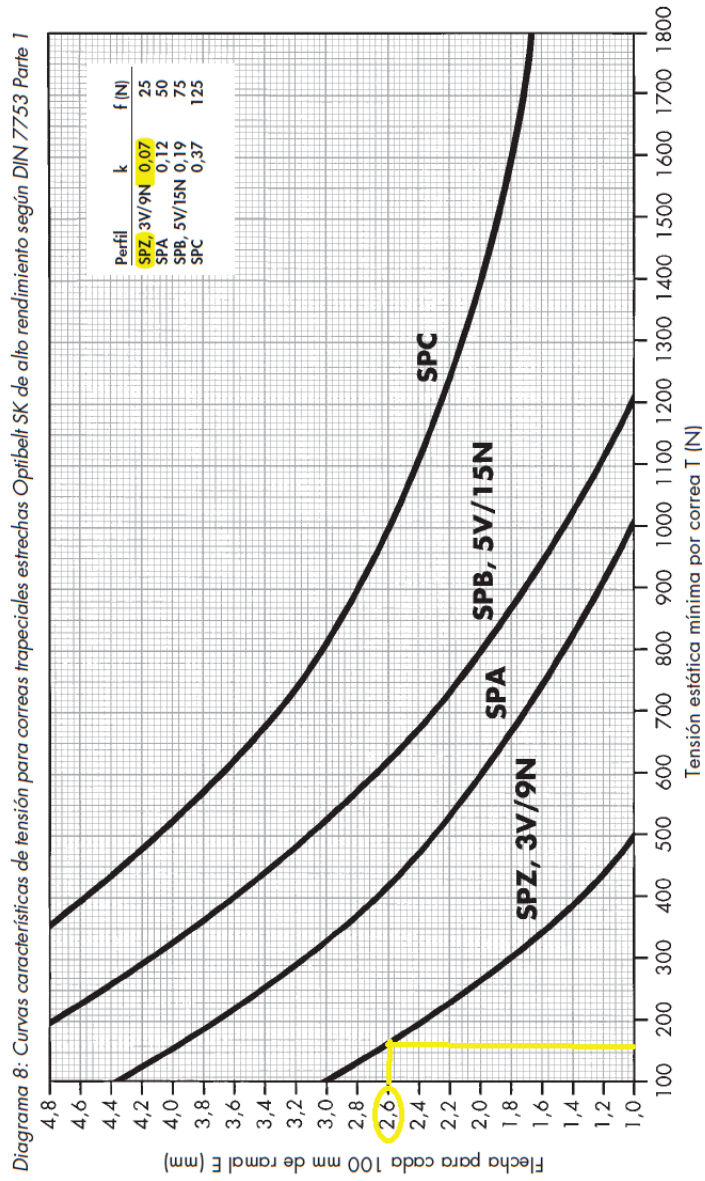
Perfil SPZ, XPZ		Perfil SPA, XPA		Perfil SPB, XPB		Perfil SPC, XPC	
Desarrollo de referencia (mm)	$c_3$	Desarrollo de referencia (mm)	$c_3$	Desarrollo de referencia (mm)	$c_3$	Desarrollo de referencia (mm)	$c_3$
630	0,83	800	0,81	1250	0,83	2000	0,85
670	0,84	850	0,82	1320	0,84	2120	0,86
710	0,85	900	0,83	1400	0,85	2240	0,86
750	0,86	950	0,84	1500	0,86	2360	0,87
800	0,87	1000	0,85	1600	0,87	2500	0,88
850	0,88	1060	0,86	1700	0,88	2650	0,89
900	0,89	1120	0,86	1800	0,89	2800	0,90
950	0,90	1180	0,87	1900	0,90	3000	0,91
1000	0,91	1250	0,88	2000	0,91	3150	0,91
1060	0,92	1320	0,89	2120	0,92	3350	0,92
1120	0,93	1400	0,90	2240	0,93	3550	0,93
1180	0,94	1500	0,91	2360	0,93	3750	0,94
1250	0,95	1600	0,92	2500	0,94	4000	0,95
1320	0,96	1700	0,93	2650	0,95	4250	0,96
1400	0,98	1800	0,94	2800	0,96	4500	0,97
1500	0,99	1900	0,95	3000	0,97	4750	0,98
1600	1,00	2000	0,96	3150	0,98	5000	0,98
1700	1,01	2120	0,97	3350	0,99	5300	0,99
1800	1,02	2240	0,98	3550	1,00	5600	1,00
1900	1,03	2360	0,99	3750	1,01	6000	1,01

Fuente: (OPTIBELT, 2017)



## ANEXO 11

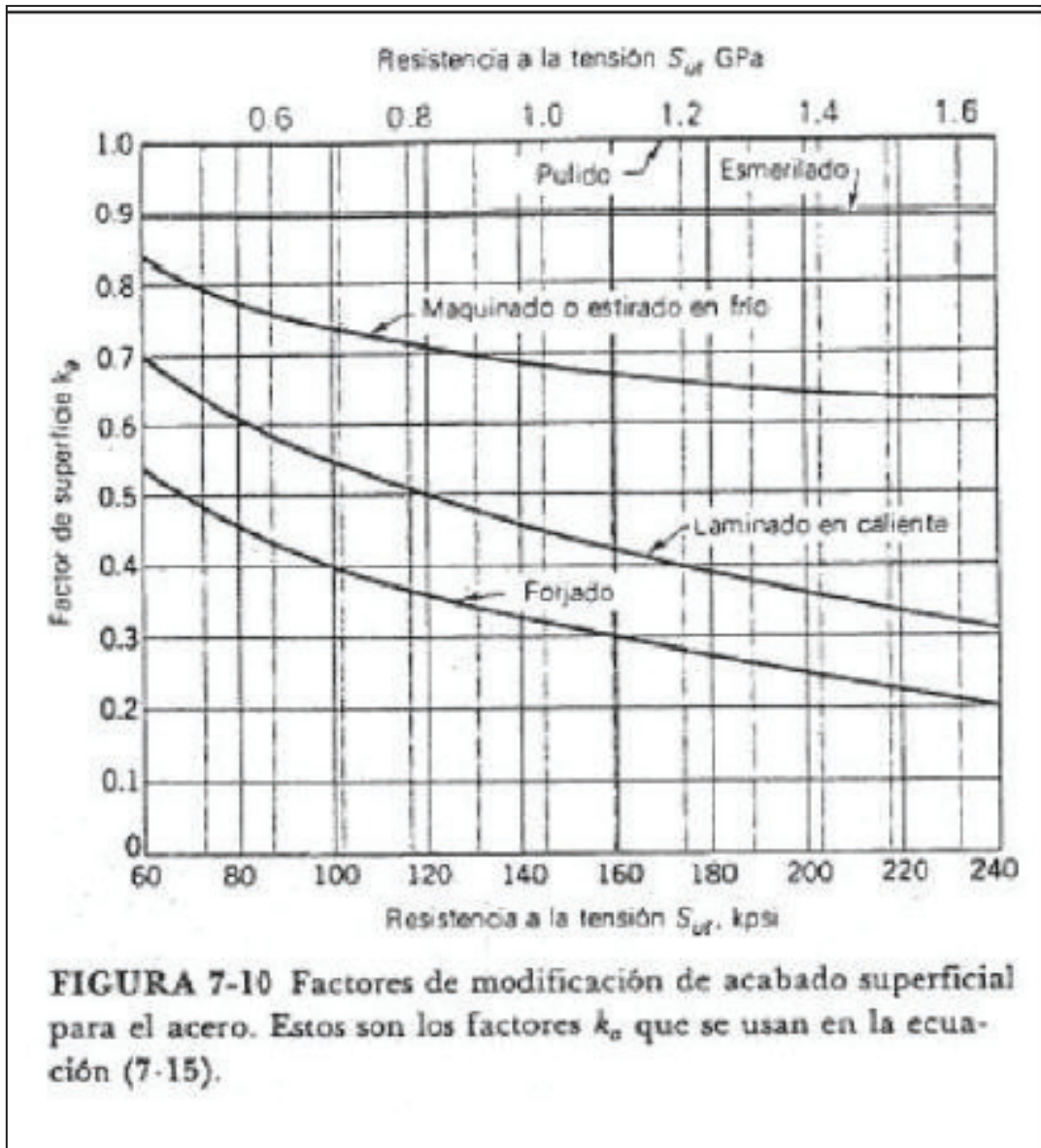
Curva característica de tensión para correas trapeciales estrechas de alto rendimiento según DIN 7753 parte 1



Fuente: (OPTIBELT, 2017)

## ANEXO 12

Factores de modificación de acabado superficial para el acero



Fuente: (Shigley, 1983)



## ANEXO 13

Factores de confiabilidad.

**Tabla 7-7 FACTORES DE CONFIABILIDAD  $k_c$ , CORRESPONDIENTES A UNA DESVIACIÓN ESTÁNDAR DE 8% DEL LÍMITE DE FATIGA**

Confiabilidad $R$	Variable estandarizada $z_c$	Factor de confiabilidad $k_c$
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.999 9	3.719	0.702
0.999 99	4.265	0.659
0.999 999	4.753	0.620
0.999 999 9	5.199	0.584
0.999 999 99	5.612	0.551
0.999 999 999	5.997	0.520

Fuente: (Shigley, 1983)

## ANEXO 14

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
<b>Máquinas para trabajar la madera</b>		
Husillos de tupis 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: (FAG, 2017)

## ANEXO 15

Dimensionado para rodamientos de bolas

### Dimensionado

Vida  $L_h$  y factor de velocidad  $f_L$  para rodamientos de bolas

▼ Valores  $f_L$  para rodamientos de bolas

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

$L_h$ h	$f_L$	$L_h$ h	$f_L$	$L_h$ h	$f_L$	$L_h$ h	$f_L$	$L_h$ h	$f_L$
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07

Fuente: (FAG, 2017)

## ANEXO 16

Factor de temperatura en rodamientos

Table 4.1 Temperature factor

Bearing temperature, °C	125	150	175	200	250
Temperature factor	1	1	0.95	0.9	0.75

Fuente: (FYH)

## ANEXO 17

Factor de carga radial (X) y axial (Y) en rodamientos

Table 5.4 Radial load factor (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

Remarks 1.  $C_{0r}$  (basic static radial load rating) and  $f_0$  (factor) are shown in the dimensional tables.  
2. If  $f_0 F_a / C_{0r}$  does not conform to the table above, find by interpolation.

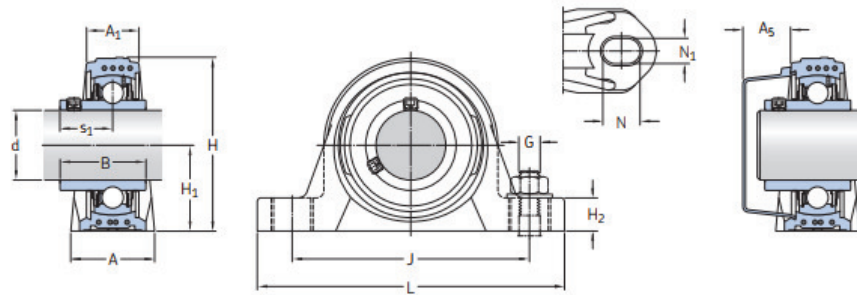
Fuente: (FYH)

## ANEXO 18

### Catálogo de rodamientos con soporte de pie

Unidades de rodamientos Y SKF E2 con soporte de pie de material compuesto y prisioneros, para ejes métricos

d 20 – 40 mm



#### Dimensiones

d	A	A <sub>1</sub>	B	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	J	L	N	N <sub>1</sub>	G	s <sub>1</sub>	A <sub>5</sub>
20	32	21	31	64	33,3	16	96	126	17,6	12,4	M10	18,3	18,5
25	32	22	34,1	70,5	36,5	16	105	134	17,6	12,4	M10	19,8	18
30	40	25	38,1	82	42,9	19	121	159	21,4	14,4	M12	22,2	20
35	45	27	42,9	93	47,6	19	126	164	21,4	14,4	M12	25,4	22
40	48	30	49,2	99	49,2	19	136	176	21,4	14,4	M12	30,2	23,5

Capacidad de carga básica dinámica	Capacidad de carga básica estática	Carga límite de fatiga	Velocidad límite	Masa	Designación del soporte	Designación del rodamiento	Designación adecuada de la tapa lateral	Designación de la unidad
C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>						
kN		kN	r. p. m.	kg	-	-	-	-
12,7	6,55	0,28	8 500	0,25	SYK 504	E2.YAR 204-2F	ECY 204	SYK 20 TEF
14	7,8	0,335	7 000	0,31	SYK 505	E2.YAR 205-2F	ECY 205	SYK 25 TEF
19,5	11,2	0,475	6 300	0,48	SYK 506	E2.YAR 206-2F	ECY 206	SYK 30 TEF
25,5	15,3	0,655	5 300	0,68	SYK 507	E2.YAR 207-2F	ECY 207	SYK 35 TEF
30,7	19	0,8	4 800	0,86	SYK 508	E2.YAR 208-2F	ECY 208	SYK 40 TEF

Fuente: (SKF, 2015)

## ANEXO 19

### Diámetro del hombro recomendado

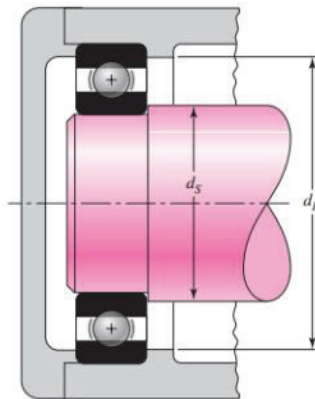
**Tabla 11-2**

Dimensiones y clasificaciones de carga para cojinetes de bolas de contacto angular, de una fila, serie O2, de ranura profunda

Diámetro interior, mm	DE, mm	Ancho, mm	Radio del entalle, mm	Diámetro del hombro, mm		Clasificaciones de carga, kN			
				$d_s$	$d_H$	Ranura profunda		Contacto angular	
						$C_{10}$	$C_0$	$C_{10}$	$C_0$
10	30	9	0.6	12.5	27	5.07	2.24	4.94	2.12
12	32	10	0.6	14.5	28	6.89	3.10	7.02	3.05
15	35	11	0.6	17.5	31	7.80	3.55	8.06	3.65
17	40	12	0.6	19.5	34	9.56	4.50	9.95	4.75
20	47	14	1.0	25	41	12.7	6.20	13.3	6.55
25	52	15	1.0	30	47	14.0	6.95	14.8	7.65
30	62	16	1.0	35	55	19.5	10.0	20.3	11.0
35	72	17	1.0	41	65	25.5	13.7	27.0	15.0
40	80	18	1.0	46	72	30.7	16.6	31.9	18.6
45	85	19	1.0	52	77	33.2	18.6	35.8	21.2
50	90	20	1.0	56	82	35.1	19.6	37.7	22.8
55	100	21	1.5	63	90	43.6	25.0	46.2	28.5
60	110	22	1.5	70	99	47.5	28.0	55.9	35.5
65	120	23	1.5	74	109	55.9	34.0	63.7	41.5
70	125	24	1.5	79	114	61.8	37.5	68.9	45.5
75	130	25	1.5	86	119	66.3	40.5	71.5	49.0
80	140	26	2.0	93	127	70.2	45.0	80.6	55.0
85	150	28	2.0	99	136	83.2	53.0	90.4	63.0
90	160	30	2.0	104	146	95.6	62.0	106	73.5
95	170	32	2.0	110	156	108	69.5	121	85.0

**Figura 11-8**

Los diámetros del árbol  $d_s$  y del hombro del alojamiento  $d_H$  necesitan ser adecuados para asegurar un buen soporte del cojinete.



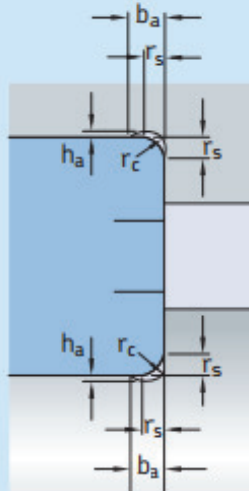
Fuente: (Budynas, 2008)

## ANEXO 20

Dimensiones de los rebajes para rodamientos SKF

Tabla 13

### Dimensiones de los rebajes



### Dimensiones de los chaflanes de los rodamientos

$r_s$	$b_a$	$h_a$	$r_c$
mm	mm		
<b>1</b>	2	0,2	1,3
<b>1,1</b>	2,4	0,3	1,5
<b>1,5</b>	3,2	0,4	2
<b>2</b>	4	0,5	2,5
<b>2,1</b>	4	0,5	2,5
<b>3</b>	4,7	0,5	3
<b>4</b>	5,9	0,5	4
<b>5</b>	7,4	0,6	5
<b>6</b>	8,6	0,6	6
<b>7,5</b>	10	0,6	7
<b>9,5</b>	12	0,6	9

Fuente: (SKF, 2015)

## ANEXO 21



### Programa estándar optibelt K5 Poleas acanaladas trapeciales para taladro cilíndrico - Canales según DIN 2211

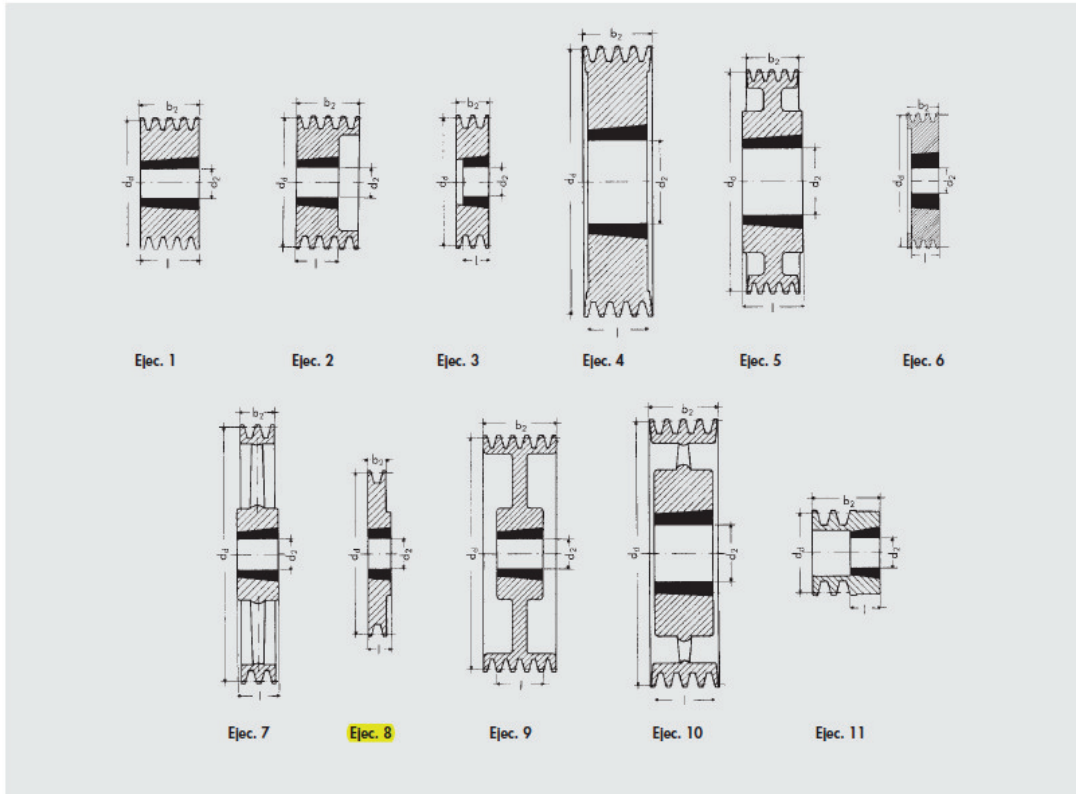
Perfil SPZ/10											
Diámetro de referencia d <sub>J</sub> (mm)	Número de canales	Ejecución	Peso (= kg)	Taladro terminado d <sub>max</sub> (mm)	Longitud del cubo l (mm)	Diámetro de referencia d <sub>J</sub> (mm)	Número de canales	Ejecución	Peso (= kg)	Taladro terminado d <sub>max</sub> (mm)	Longitud del cubo l (mm)
45▲	1	○	0,23	16	24	132	1	○	0,81	30	24
	2	○	0,30	16	35		2	○	1,30	38	35
	3	○	0,40	16	35		3	○	1,62	40	40
50▲	1	○	0,30	20	24	140	1	○	0,92	28	24
	2	○	0,40	20	35		2	○	1,40	38	38
	3	○	0,50	20	40		3	○	1,69	38	40
56▲	1	○	0,32	20	24	150	1	x	1,05	28	24
	2	○	0,45	25	35		2	○	1,50	38	38
	3	○	0,65	25	40		3	○	1,85	38	40
63	1	○	0,34	25	24	160	1	x	1,22	32	30
	2	○	0,60	25	35		2	x	1,60	38	38
	3	○	0,85	25	40		3	x	2,40	42	40
71	1	○	0,34	25	24	170	1	x	1,66	40	30
	2	○	0,62	25	35		2	x	1,85	40	38
	3	○	1,00	30	40		3	x	3,00	42	40
75	1	○	0,35	24	24	180	1	x	2,10	32	30
	2	○	0,64	24	35		2	x	3,05	38	38
	3	○	1,05	28	40		3	x	3,50	42	40
80	1	○	0,35	25	24	190	1	x	2,25	35	30
	2	○	0,65	30	35		2	x	2,35	35	38
	3	○	1,10	38	35		3	x	4,00	35	40
85	1	○	0,30	25	24	200	1	x	2,40	32	38
	2	○	0,70	30	35		2	x	2,85	38	38
	3	○	1,10	38	35		3	x	4,45	42	40
90	1	○	0,38	25	24	212	1	x	2,60	35	30
	2	○	0,75	30	35		2	x	3,40	35	38
	3	○	1,15	38	38		3	x	5,00	38	40
95	1	○	0,40	28	24	225	1	x	2,80	32	38
	2	○	0,83	28	35		2	x	4,00	38	38
	3	○	1,20	38	38		3	x	5,30	42	40

Fuente: (OPTIBELT, 2017)

## ANEXO 22



### Programa estándar Ejecuciones de poleas trapeciales **optibelt K5**



Fuente: (OPTIBELT, 2017)



## ANEXO 23

### Poleas acanaladas trapeciales

**Poleas acanaladas trapeciales DIN 2211 página 1 para correas trapeciales estrechas y  
DIN 2217 página 1 para correas trapeciales clásicas**

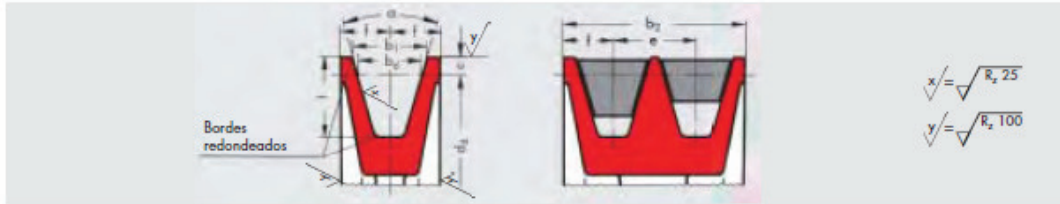


Tabla 8

Perfil de la correa trapecial	Denominación ISO	-	Y*	-	Z*	A*	B*	-	C*	-	D	E
Perfil correa trapecial estrecha	Denominación DIN 2215	-	-	-	SPZ*	SPA*	SPB*	-	SPC*	-	-	-
$b_d$		4,2	5,3	6,7	8,5	11,0	14,0	17,0	19,0	21,0	27,0	32,0
$b_1 =$		5,0	6,3	8,0	9,7	12,7	16,3	20,0	22,0	25,0	32,0	40,0
$c$		1,3	1,6	2,0	2,0	2,8	3,5	5,1	4,8	6,3	8,1	12,0
$e$		$6 \pm 0,3$	$8 \pm 0,3$	$10 \pm 0,3$	$12 \pm 0,3$	$15 \pm 0,3$	$19 \pm 0,4$	$23 \pm 0,4$	$25,5 \pm 0,5$	$29 \pm 0,5$	$37 \pm 0,6$	$44,5 \pm 0,7$
$f$		$5 \pm 0,5$	$6 \pm 0,5$	$7 \pm 0,6$	$8 \pm 0,6$	$10 \pm 0,6$	$12,5 \pm 0,8$	$15 \pm 0,8$	$17 \pm 1,0$	$19 \pm 1,0$	$24 \pm 2,0$	$29 \pm 2,0$
$t$	Correas sin fin	$6 + \frac{0,6}{0}$	$7 + \frac{0,6}{0}$	$9 + \frac{0,6}{0}$	$11 + \frac{0,6}{0}$	$14 + \frac{0,6}{0}$	$18 + \frac{0,6}{0}$	$21 + \frac{0,6}{0}$	$24 + \frac{0,6}{0}$	$22 + \frac{0,6}{0}$	$28 + \frac{0,6}{0}$	$33 + \frac{0,6}{0}$
	Correas sin fin DIN 2216									$26 + \frac{0,6}{0}$	$33 + \frac{0,6}{0}$	$38 + \frac{0,6}{0}$
$d_d \text{ min}$	Correas trapeciales	20	28	40	50	71	112	160	180	250	355	500
	Correas trapeciales estrechas	-	-	-	63	90	140	-	224	-	-	-
$\alpha$		$32^\circ \pm 1^\circ$ $d_d \leq 50$	$32^\circ \pm 1^\circ$ $d_d \leq 63$	$32^\circ \pm 1^\circ$ $d_d \leq 75$	-	-	-	-	-	-	-	-
		-	-	-	$34^\circ \pm 1^\circ$ $d_d \leq 80$	$34^\circ \pm 1^\circ$ $d_d \leq 118$	$34^\circ \pm 1^\circ$ $d_d \leq 190$	$34^\circ \pm 1^\circ$ $d_d \leq 250$	$34^\circ \pm 1^\circ$ $d_d \leq 315$	$34^\circ \pm 1^\circ$ $d_d \leq 355$	-	-
		$36^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 50$	$36^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 63$	$36^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 75$	-	-	-	-	-	-	$36^\circ \pm 30'$ $d_d \leq 500$	$36^\circ \pm 30'$ $d_d \leq 630$
		-	-	-	$38^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 80$	$38^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 118$	$38^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 190$	$38^\circ \pm 1^\circ$ $d_d > 250$	$38^\circ \pm 30'$ $d_d > 315$	$38^\circ \pm 30'$ $d_d > 355$	$38^\circ \pm 30'$ $d_d > 500$	$38^\circ \pm 30'$ $d_d > 630$
Ancho e corona para número de canales $z$ $b_2 = (z - 1)e + 2f$	1	10,0	12,0	14,0	16,0	20,0	25,0	30,0	34,0	38,0	48,0	58,0
	2	16,0	20,0	24,0	28,0	35,0	44,0	53,0	59,5	67,0	85,0	102,5
	3	22,0	28,0	34,0	40,0	50,0	63,0	76,0	85,0	96,0	122,0	147,0
	4	28,0	36,0	44,0	52,0	65,0	82,0	99,0	110,5	125,0	159,0	191,5
	5	34,0	44,0	54,0	64,0	80,0	101,0	122,0	136,0	154,0	196,0	236,0
	6	40,0	52,0	64,0	76,0	95,0	120,0	145,0	161,5	183,0	233,0	280,5
	7		60,0	74,0	88,0	110,0	139,0	168,0	187,0	212,0	270,0	325,0
	8			84,0	100,0	125,0	158,0	191,0	212,5	241,0	307,0	369,5
	9				112,0	140,0	177,0	214,0	238,0	270,0	344,0	414,0
	10					155,0	196,0	237,0	263,5	299,0	381,0	458,5
	11						215,0	260,0	289,0	328,0	418,0	503,0
	12							283,0	314,5	357,0	455,0	547,5

\* Estas poleas acanaladas trapeciales pueden usarse también para las correas trapeciales Optibelt Super TX M-S.

41

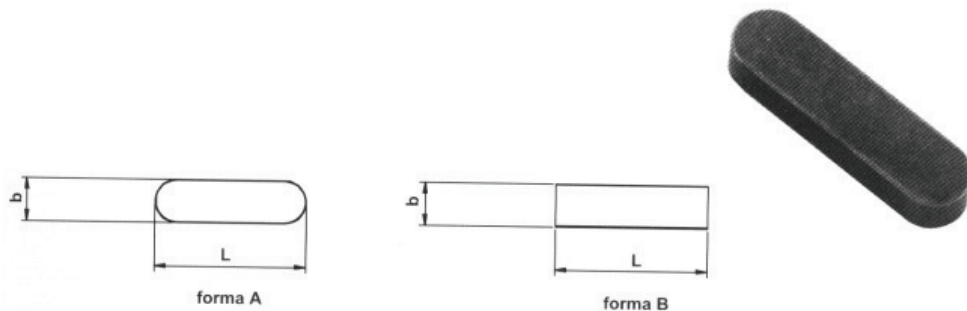
Fuente: (OPTIBELT, 2017)



## ANEXO 24

Catálogo de cuñas disponibles en el mercado

### UNI 6604 – DIN 6885



b <sup>h9</sup> x h <sup>h11</sup>	L mm																				Chavetero		
	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50			t <sub>1</sub>	d+t <sub>2</sub>	
<b>3 x 3</b>	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50			1,8	d+1,4	
<b>4 x 4</b>	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50			2,5	d+1,8	
<b>5 x 5</b>	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	70	3	d+2,3
<b>6 x 6</b>	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	70	80	3,5	d+2,8
<b>8 x 7</b>	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	4	d+3,3
<b>10 x 8</b>	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	5	d+3,3
<b>12 x 8</b>	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	130	140	5	d+3,3
<b>14 x 9</b>	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150			5,5	d+3,8
<b>16 x 10</b>	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150					6	d+4,3
<b>18 x 11</b>	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160						7	d+4,4
<b>20 x 12</b>	50	56	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200					7,5	d+4,9
<b>22 x 14</b>	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250					9	d+5,4
<b>24 x 14</b>	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250					9	d+5,4
<b>25 x 14</b>	60	63	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250					9	d+5,4
<b>28 x 16</b>	70	80	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300					10	d+6,4
<b>32 x 18</b>	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300	360						11	d+7,4
<b>36 x 20</b>	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300							12	d+8,4
<b>40 x 22</b>	90	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300							13	d+9,4
<b>45 x 25</b>	100	110	120	125	130	140	150	160	180	200	220	250	280	300								15	d+10,4

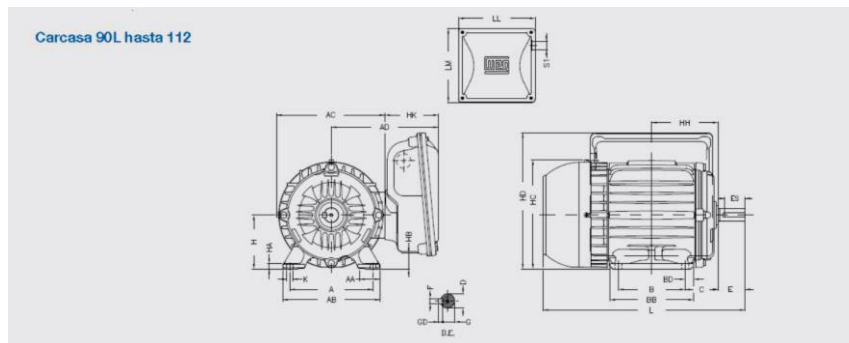
Fuente: DIN 6885

## ANEXO 25

### Características del motor seleccionado

#### W22 Monofásico - Con condensador de arranque o arranque y permanente - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (kgfm)	Corriente con rotor trabado I <sub>T</sub> /In	Par con rotor trabado T <sub>T</sub> /Tn	Par Máximo T <sub>v</sub> /Tn	Momento de Inercia J (kgm <sup>2</sup> )	Tiempo máximo con rotor trabado (s)	Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	% de la potencia nominal						Corriente nominal In (A)	
kW	HP											Rendimiento			Factor de potencia			220 V	440 V
												50	75	100	50	75	100		
0,12	0,16	63	0,034	5,9	2,0	2,9	0,0002	6	10,0	50	3490	35,8	44,4	49,9	0,52	0,60	0,68	1,61	0,804
0,18	0,25	63	0,050	6,1	2,2	2,8	0,0003	6	10,7	50	3490	42,3	50,8	55,8	0,51	0,61	0,69	2,12	1,06
0,25	0,33	63	0,070	5,5	2,9	3,2	0,0002	6	10,7	50	3490	42,5	51,6	57,2	0,44	0,54	0,62	3,20	1,60
0,37	0,5	71	0,102	7,2	2	3,1	0,0005	7	13,0	60	3520	51,7	59,9	64,2	0,53	0,64	0,72	3,64	1,82
0,55	0,75	80	0,152	7,7	2,1	3	0,0008	10	16,5	65	3525	58,8	67,9	72,8	0,77	0,85	0,91	3,78	1,89
0,75	1	80	0,208	7,0	2,3	2,7	0,0009	9	17,5	65	3520	58,0	66,0	71,0	0,75	0,83	0,88	5,46	2,73
1,1	1,5	90S	0,303	9,1	2,1	2,9	0,0020	9	24,0	69	3535	70,8	77,2	79,8	0,79	0,87	0,91	6,88	3,44
1,5	2	90L	0,415	8,4	2,1	2,7	0,0022	8	25,0	69	3520	68,4	74,9	77,7	0,83	0,89	0,92	9,54	4,77
2,2	3	100L	0,508	8,7	2,3	3	0,0064	9	37,0	72	3525	72,7	79,2	81,8	0,97	0,98	0,98	12,5	6,24
3	4	112M	0,830	8,0	2,6	2,5	0,0081	6	45,0	72	3520	77,4	81,6	82,1	0,96	0,97	0,98	16,9	8,47
3,7	5	112M	1,02	8,0	2,6	2,5	0,0091	6	47,0	72	3525	81,0	82,3	83,4	0,93	0,96	0,97	20,8	10,4
5,5	7,5	132S	1,52	8,5	2,8	2,9	0,0234	5	69,0	72	3515	74,7	80,2	82,4	0,92	0,95	0,96	31,0	15,8
7,5	10	132M	2,07	8,0	2,2	3,1	0,0223	8	70,0	72	3525	80,9	82,9	83,9	0,83	0,90	0,94	43,2	21,6
9,2	12,5	132M	2,55	8,8	1,9	3	0,0285	7	79,0	72	3515	86,0	88,2	88,3	0,94	0,96	0,97	48,8	24,4
11	15	132ML	3,04	8,5	2,2	3,5	0,0339	6	92,0	72	3530	84,7	87,7	88,5	0,89	0,94	0,95	69,4	29,7



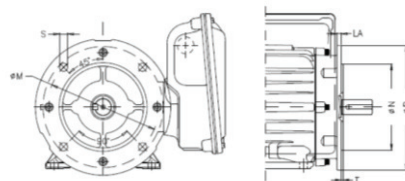
Carcasa	A	AA	AB	AC	AD	B	BB	BD	C	Esp					
										D	E	ES	F	G	GD
63	100	26	116	129	128	80	95	7,5	40	116	23	14	4	8,5	4
71	112	29	132	145	136	90	114	11,75	45	146	30	18	5	11	5
80	125	31	149	163	145	100	126	12,75	50	196	40	28	6	15,5	6
90S	140	37	164	182	155	110	131	15,5	56	246	50	36	8	20	7
90L	140	37	164	182	181	125	156	15,5	56	246	50	36	8	20	7
100L	160	40	188	203	191	140	173	16,5	63	286	60	45	8	24	7
112M	190	41	220	226	206	140	177	18,5	70	286	60	45	8	24	7
132S	216	46	248	274	234	140	189	23,5	89	396	80	63	10	33	8
132M	216	46	248	274	234	178/203	225	23,5	89	396	80	63	10	33	8
132ML	216	46	248	274	234	178/203	250	23,5	89	396	80	63	10	33	8

Carcasa	H	HA	HB	HC	HD	HH	HK	K	L <sup>1</sup>	L <sup>2</sup>	LL	LM	SI	Rodamientos	
														Delantero	Trasero
63	63	23	130	156	115	65	7	256	216	184	135	1M20	6201 ZZ	6201 ZZ	
71	71	7	31	145	164	125	7	293	250	184	135	1M20	6202 ZZ	6202 ZZ	
80	80	8	41	163	174	135	7	326	277	184	135	1M20	6204 ZZ	6204 ZZ	
90S	90	9	45	182	178	141	10	334	305	221	206	1M25	6205 ZZ	6203 ZZ	
90L	90	9	45	182	227	154	10	398	329	221	206	1M25	6206 ZZ	6206 ZZ	
100L	100	10	43	205	244	168	10	418	-	246	232	1M32	6207 ZZ	6206 ZZ	
112M	112	10	40	226	280	179	12	423	-	246	232	1M32	6207 ZZ	6206 ZZ	
132S	132	16	60	274	319	198	12	451	-	246/286 <sup>3)</sup>	232	1M32	6308 ZZ	6206 ZZ	
132M	132	16	60	274	319	217	12	489	-	246/286 <sup>3)</sup>	232	1M32	6308 ZZ	6206 ZZ	
132ML	132	16	60	274	319	229	12	514	-	246/286 <sup>3)</sup>	232	1M32	6308 ZZ	6206 ZZ	

Nota:  
 1) Para motores con condensador de arranque o arranque + permanente  
 2) Para motores con condensador permanente  
 3) Cota 286 mm para motores con 15 cv 2 polos / 10 y 12,5 cv 4 polos

#### Brida "FF"



Carcasa	Brida	Brida "FF"						N° de agujeros
		LA	M	N	P	S	T	
63	FF-115	5,5	115	95	140	10	3	45° 4
71	FF-130	7	130	110	160	10	3	
80	FF-165	9	165	130	200	12	3,5	
90		10						
100	FF-215	12,5	215	180	250	15	4	
112								
132	FF-265	12	265	230	300	15	4	

Fuente: (WEG, Guía Práctica de Capacitación Técnico Comercial - Motor Eléctrico, 2017)

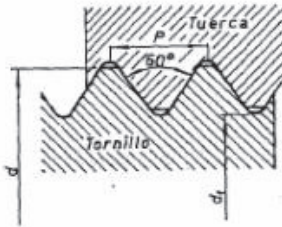
## ANEXO 26

### Sistemas de roscas

#### 1. SISTEMAS DE ROSCAS

##### 1.1 Sistema Internacional ISO (Rosca Métrica)

Su perfil se corresponde a la de un triángulo *equilátero* con las crestas truncadas y fondos redondeados. El ángulo de la rosca vale  $60^\circ$ , siendo por lo tanto el paso igual a la base del triángulo.



$d$  = diámetro exterior = diámetro nominal  
 $d_i$  = diámetro interior = diámetro núcleo  
 $P$  = paso

Existen dos clases de pasos de rosca: el paso *normal* y el paso *fino*, este último se caracteriza por ser más pequeño que el normal.

En las tablas I y II se indican las principales dimensiones de las roscas métricas, normal y fina respectivamente.

TABLA I. Dimensiones Rosca Métrica Iso paso Normal

d	3	3.5	4	5	6	8	10	12	16	20*	24	30	36	42	48
$d_i$	2,35	2,72	3,09	3,96	4,70	6,37	8,05	9,72	13,40	16,75	20,10	25,45	30,80	36,15	41,50
P		0,6	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5

Designación de una rosca métrica, p.e. de 8 mm de diámetro nominal: M 8

TABLA II. Dimensiones Rosca Métrica Iso paso Fino

d	3	3.5	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
$d_i$ = diámetros del núcleo según los diversos pasos	2,54	2,85	3,35	4,35	5,35	7,35	9,35	11,35	15,35	19,35	23,35	29,35	35,35	41,35	47,35
				4,02	5,02	7,02	9,02	11,02	15,02	19,02	23,02	29,02	35,02	41,02	47,02
						6,70	8,70	10,70	14,70	18,70	22,70	28,70	34,70	40,70	46,70
								10,05	14,05	18,05	22,05	28,05	34,05	40,05	46,05
										17,40	21,40	27,40	33,40	39,40	45,40
												26,10	32,10	38,10	44,10
													*	36,80	42,80
Pasos normalizados	0,35	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
				0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
						1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
								1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
										2	2	2	2	2	2
											3	3	3	3	3
														4	4

Designación de una rosca métrica, p.e. de 24 mm de diámetro nominal y 1 mm de paso: M 24 x 1

Fuente: (SCRIBD, 2017)

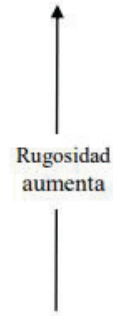
## ANEXO 27

### Grados de rugosidad

La norma DIN 4769, para una mayor facilidad de especificación y control, divide en grados los diferentes valores de Ra en  $\mu\text{m}$  como muestra la tabla 4.

Tabla 4

Ra [ $\mu\text{m}$ ]	N° de Grado de Rugosidad
50	N12
25	N11
12,5	N10
6,3	N9
3,2	N8
1,6	N7
0,8	N6
0,4	N5
0,2	N4
0,1	N3
0,05	N2
0,025	N1



A continuación se da una relación de equivalencias entre indicaciones a través de triángulos de acabado y valores de Ra y aplicaciones.

Fuente: DIN 4769



## ANEXO 28

### Procesos de mecanizado y valores de CUT-OFF admisibles

Proceso de acabado	Rango de valores de Ra esperados		Valores de cut-off admisibles		
	µm	µinch	0,25 µm 0,01 µin	0,8 µm 0,03 µin	2,5 µm 0,1 µin
Superacabado	0,025 - 0,20	1 - 0	x	x	
Lapidado	0,025 - 0,40	1 - 16	x	x	
Pulimento	0,025 - 0,40	1 - 16		x	X
Pulido (liso)	0,10 - 0,40	4 - 16		x	X
Bruñido	0,10 - 0,80	4 - 32	x	x	
Esmerilado	0,10 - 1,6	4 - 64	x	x	X
Perforado con Diamante	0,20 - 0,40	8 - 16	x	x	
Torneado con Diamante	0,20 - 0,40	8 - 16	x	x	
Torneado	0,40 - 6,30	16 - 250		x	X
Perforado con Mecha	0,40 - 6,30	16 - 250		x	X
Trefilado	0,80 - 3,20	32 - 125		x	X
Mandrilado	0,80 - 3,20	32 - 125		x	x
Fresado	0,80 - 6,30	32 - 250		x	x
Electroerosión	1,60 - 6,30	64 - 250		x	x
Modelado por Prensa	1,60 - 12,50	64 - 500	x	x	
Aplanamiento	1,60 - 12,50	64 - 500		x	x
Electrodeposición	0,80 - 0,80	8 - 32			x
Fresado químico	1,60 - 6,30	63 - 250	x	x	
Laser	1,60 - 6,30	63 - 250		x	
Aserrado	1,60 - 25,0	63 - 1000		x	x
Extrusión	0,80 - 3,20	32 - 125		x	
Fundición a presión	0,80 - 1,60	32 - 63		x	
Forjado	3,20 - 13,0	32 - 63		x	
Laminación en Caliente	13,0 - 25,0	500 - 1000		x	x
Fundido con molde de arena	13,0 - 25,0	500 - 1000		x	x

Fuente: (GTM, 2017)

## ANEXO 29

### Ajusttes para ejes macizos de acero

**Tabla 1 Ajustes para ejes macizos de acero**

**Rodamientos radiales con agujero cilíndrico**

Condiciones de la aplicación	Ejemplos	Diámetro del eje en mm			Tolerancia
		Rodamientos de bolas	Rodamientos de agujas <sup>2)</sup> , de rodillos cilíndricos o cónicos	Rodamientos de rodillos a rótula	
<b>Carga rotativa sobre el aro interior o dirección indeterminada de la carga</b>					
Cargas ligeras o variables (P ≤ 0,06 C)	Transportadores, rodamientos poco cargados en reductores	(18) a 100	≤ 40	-	j6
		(100) a 140	(40) a 100	-	k6
Cargas normales y elevadas (P > 0,06 C)	Aplicaciones en general, motores eléctricos, turbinas, bombas, motores de combustión interna, engranajes, máquinas para trabajar la madera	≤ 18	-	-	j5
		(18) a 100	≤ 40	≤ 40	k5 (k6) <sup>3)</sup>
		(100) a 140	(40) a 100	(40) a 65	m5 (m6) <sup>3)</sup>
		(140) a 200	(100) a 140	(65) a 100	m6
		(200) a 280	(140) a 200	(100) a 140	n6
		-	(200) a 400	(140) a 280	p6
Cargas muy elevadas y cargas de choque en condiciones trabajo difíciles (P > 0,12 C)	Cajas de grasa para material ferroviario pesado, motores tracción, trenes de laminación	-	(50) a 140	(50) a 100	n6 <sup>4)</sup>
		-	(140) a 200	(100) a 140	p6 <sup>4)</sup>
		-	> 200	> 140	r6 <sup>4)</sup>
Es necesaria gran exactitud giro con cargas ligeras (P ≤ 0,06 C)	Máquinas-herramienta	≤ 18	-	-	h5 <sup>5)</sup>
		(18) a 100	≤ 40	-	j5 <sup>5)</sup>
		(100) a 200	(40) a 140	-	k5 <sup>5)</sup>
		-	(140) a 200	-	m5 <sup>5)</sup>
<b>Carga fija sobre el aro interior</b>					
El aro interior debe poder desplazarse fácilmente sobre el eje	Ruedas sobre ejes fijos (ruedas locas)				g6 <sup>6)</sup>
No es necesario que el aro interior pueda deslizarse fácilmente sobre el eje	Poleas tensoras, Poleas para cable				h6
<b>Cargas puramente axiales</b>					
	Aplicaciones de toda clase	≤ 250	≤ 250	≤ 250	j6
		> 250	> 250	> 250	js6

Fuente: (GTM, 2017)

## ANEXO 31

### Valores para tolerancias agujero - eje

	≤ 3	>3-6	>6-10	>10-18	>18-30	>30-50	>50-80	>80-120	>120-180	>180-250	>250- 315	>315-400
<i>H6</i>	+6 0	+8 0	+9 0	+11 0	+13 0	+16 0	+19 0	+22 0	+25 0	+29 0	+32 0	+36 0
<i>H7</i>	+10 0	+12 0	+15 0	+18 0	+21 0	+25 0	+30 0	+35 0	+40 0	+46 0	+52 0	+57 0
<i>H8</i>	+14 0	+18 0	+22 0	+27 0	+33 0	+39 0	+46 0	+54 0	+63 0	+72 0	+81 0	+89 0
<i>H9</i>	+25 0	+30 0	+36 0	+43 0	+52 0	+62 0	+74 0	+87 0	+100 0	+115 0	+130 0	+140 0
<i>H11</i>	+60 0	+75 0	+90 0	+110 0	+130 0	+160 0	+190 0	+220 0	+250 0	+290 0	+320 0	+360 0
<i>g5</i>	-2 -6	-4 -9	-5 -11	-6 -14	-7 -16	-9 -20	-10 -23	-12 -27	-14 -32	-15 -35	-17 -40	-18 -43
<i>h5</i>	0 -4	0 -5	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -15	0 -18	0 -20	0 -23	0 -25
<i>j5</i>	+2 -2	+2,5 -2,5	+3 -3	+4 -4	+4,5 -4,5	+5,5 -5,5	+6,5 -6,5	+7,5 -7,5	+9 -9	+10 -10	+11,5 -11,5	+12,5 -12,5
<i>k5</i>	+4 0	+6 +1	+7 +1	+9 +1	+11 +2	+13 +2	+15 +2	+18 +3	+21 +3	+24 +4	+27 +4	+29 +4
<i>f6</i>	-6 -12	-10 -18	-13 -22	-16 -27	-20 -33	-25 -41	-30 -49	-36 -58	-43 -68	-50 -79	-56 -88	-62 -98
<i>g6</i>	-2 -8	-4 -12	-5 -14	-6 -17	-7 -20	-9 -25	-10 -29	-12 -34	-14 -39	-15 -44	-17 -49	-18 -54
<i>h6</i>	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -16	0 -19	0 -22	0 -25	0 -29	0 -32	0 -36
<i>j6</i>	+3 -3	+4 -4	+4,5 -4,5	+5,5 -5,5	+6,5 -6,5	+8 -8	+9,5 -9,5	+11 -11	+12,5 -12,5	+14,5 -14,5	+16 -16	+18 -18
<i>m6</i>	+8 +2	+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +8	+25 +9	+30 +11	+35 +13	+40 +15	+46 +17	+52 +20	+57 +21
<i>p6</i>	+12 +6	+20 +12	+20 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +26	+51 +32	+59 +37	+68 +43	+79 +50	+88 +56	+98 +62
<i>e7</i>	-14 -24	-20 -32	-25 -40	-32 -50	-40 -61	-50 -75	-60 -90	-72 -102	-85 -125	-100 -145	-110 -162	-125 -182
<i>f7</i>	-6 -16	-10 -22	-13 -28	-16 -34	-20 -41	-25 -50	-30 -60	-36 -71	-43 -83	-50 -96	-56 -108	-62 -119
<i>h7</i>	0 -10	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57
<i>e8</i>	-14 -28	-20 -38	-25 -47	-32 -59	-40 -73	-50 -89	-60 -106	-73 -126	-85 -148	-100 -172	-110 -191	-125 -214
<i>d9</i>	-20 -45	-30 -60	-40 -76	-50 -93	-65 -117	-80 -142	-100 -174	-120 -207	-145 -245	-170 -285	-190 -320	-210 -350
<i>e9</i>	-14 -39	-20 -50	-25 -61	-32 -75	-40 -92	-50 -112	-60 -134	-72 -159	-85 -185	-100 -215	-110 -240	-125 -265
<i>d11</i>	-20 -80	-30 -105	-40 -130	-50 -160	-65 -195	-80 -240	-100 -290	-120 -340	-145 -395	-170 -460	-190 -510	-210 -570
<i>h11</i>	0 -60	0 -75	0 -90	0 -110	0 -130	0 -160	0 -190	0 -220	0 -250	0 -290	0 -320	0 -360
<i>j11</i>	+30 -30	+37 -37	+45 -45	+55 -55	+65 -65	+80 -80	+95 -95	+110 -110	+125 -125	+145 -145	+160 -160	+180 -180

Fuente: (IMAC, 2017)

## ANEXO 32

### Medidas disponibles de planchas de acero ASTM A 36

<b>ASTM - A - 36</b>		
<u>1220 x 2440 x 2 mm.</u>	<u>1500 x 6000 x 4 mm.</u>	<u>1800 x 6000 x 5 mm.</u>
1220 x 2440 x 3 mm.	1500 x 6000 x 5 mm.	1800 x 6000 x 6 mm.
1220 x 2440 x 4 mm.	1500 x 6000 x 6 mm.	1800 x 6000 x 8 mm.
1220 x 2440 x 5 mm.	1500 x 6000 x 8 mm.	1800 x 6000 x 10 mm.
1220 x 2440 x 6 mm.	1500 x 6000 x 10 mm.	1800 x 6000 x 12 mm.
1220 x 2440 x 8 mm.	1500 x 6000 x 12 mm.	1800 x 6000 x 15 mm.
1220 x 2440 x 9 mm.	1500 x 6000 x 15 mm.	1800 x 6000 x 18 mm.
1220 x 2440 x 10 mm.	1500 x 6000 x 18 mm.	1800 x 6000 x 20 mm.
1220 x 2440 x 12 mm.	1500 x 6000 x 20 mm.	1800 x 6000 x 22 mm.
1220 x 2440 x 15 mm.	1500 x 6000 x 22 mm.	1800 x 6000 x 25 mm.
1220 x 2440 x 18 mm.	1500 x 6000 x 25 mm.	
1220 x 2440 x 20 mm.		
1220 x 2440 x 22 mm.		
1220 x 2440 x 25 mm.	<u>2440 x 6096 x 6 mm.</u>	<u>2440 x 12.200 x 6.0 mm.</u>
1220 x 2440 x 30 mm.	2440 x 6096 x 8 mm.	2440 x 12.200 x 8.0 mm.
1220 x 2440 x 35 mm.	2440 x 6096 x 9 mm.	2440 x 12.200 x 9.0 mm.
1220 x 2440 x 40 mm.	2440 x 6096 x 10 mm.	2440 x 12.200 x 10.0 mm.
1220 x 2440 x 45 mm.	2440 x 6096 x 12 mm.	2440 x 12.200 x 12.0 mm.
1220 x 2440 x 50 mm.	2440 x 6096 x 15 mm.	2440 x 12.200 x 15.0 mm.
1220 x 2440 x 65 mm.	2440 x 6096 x 18 mm.	2440 x 12.200 x 18.0 mm.
1220 x 2440 x 75 mm.	2440 x 6096 x 20 mm.	2440 x 12.200 x 20.0 mm.
	2440 x 6096 x 22 mm.	2440 x 12.200 x 22.0 mm.
	2440 x 6096 x 25 mm.	

Fuente: (Arequipa, 2017)



## ANEXO 33

### Manual de Herramientas de corte de Ivan Bohman


**HERRAMIENTAS DE CORTE** Serras circulares

► **Serras circulares con punta de metal duro para madera.**

**Información general**

Para obtener un buen rendimiento con serras circulares con punta de metal duro, es necesario que se utilicen velocidades de corte adecuadas.

**Tipo - T10CA19**




T = Corte transversal  
10 = Ángulo de corte (10°)  
CA = Tipo de diente alternado  
19 = Paso de diente

**APLICACIÓN:** Para corte transversal de maderas con un acabado muy bueno; para escuadrado de chapas de fibras aglomeradas, plásticos de densidad media; también para uso general.

CÓDIGO IBCA	Diámetro de la sierra en mm / pulg	Revoluciones máx. Por Minuto de la sierra	Potencia Hp Sugerido	Tipo de Corte
T10CA19	250 X 3.2 X 30 X 40 T (10°)	5800 RPM	2.0 HP	transversal
T10CA19	300 X 3.8 X 30 X 48 T (12°)	5000 RPM	2.5 HP	transversal
T10CA19	350 X 3.8 X 30 X 60 T (14°)	4300 RPM	3.0 HP	transversal
T10CA19	400 X 4.5 X 30 X 72 T (16°)	3600 RPM	4.0 HP	transversal

**Tipo - L20CA39**



L = Corte Longitudinal  
20 = Ángulo de corte (20°)  
CA = Tipo de diente alternado  
39 = Paso de diente

**APLICACIÓN:** Para corte longitudinal de maderas secas y macizas con avance manual o automático con un acabado bueno.

CÓDIGO IBCA	Diámetro de la sierra en mm / pulg	Revoluciones máx. Por Minuto de la sierra	Potencia Hp Sugerido	Tipo de Corte
L20CA39	250 X 3.2 X 30 X 20T (10°)	5800 RPM	2.0 HP	Longitudinal
L20CA39	250 X 3.2 X 30 X 24 T (10°)	5800 RPM	2.0 HP	Longitudinal
L20CA39	300 X 3.8 X 30 X 24 T (12°)	5000 RPM	2.5 HP	Longitudinal
L20CA39	300 X 3.8 X 30 X 28 T (12°)	5000 RPM	2.5 HP	Longitudinal
L20CA39	350 X 3.8 X 30 X 28 T (14°)	4300 RPM	3.0 HP	Longitudinal
L20CA39	400 X 4.5 X 30 X 32 T (16°)	3600 RPM	4.0 HP	Longitudinal
L20CA39	450 X 5.0 X 30 X 32 T (18°)	3400 RPM	5.0 HP	Longitudinal
L20CA39	450 X 5.0 X 30 X 36 T (18°)	3400 RPM	5.0 HP	Longitudinal

**Interpretación**

Como interpretar el código de la sierra.  
Ejemplo: 250 x 3.2 x 30 x 20 T

250 = Diámetro en mm.  
3.2 = Espesor de la sierra en mm.  
30 = Hueco de la sierra en mm.  
20 T = Cantidad de diente de la sierra.

Fuente: (Bohman, 2017)

## ANEXO 34

### Pernos ASTM A307 características técnicas

Estos pernos que son equivalentes al grado 1 o 2 de la norma SAE J429, se presentan en tres grados:

- A307 Grado A, Pernos con resistencia mínima de 60KPSI
- A307 Grado B, Pernos con resistencia de 60 a 100 KPSI
- A307 Grado C, Anclajes fabricados con el ASTM A36

#### DIMENSIONES

Las dimensiones en los pernos A307 están determinadas de las siguientes maneras:

- A307 Grado A.- Cabeza Estándar
- A307 Grado B.- Cabeza Pesada
- A307 Grado C.- Sin Cabeza, tipo J

El grado A y B, también están regidas bajo la norma ASME B18.2.1

#### Grados

<b>A</b>	Pernos con cabeza, varillas roscadas y tornillos doblados destinados para aplicaciones generales.
<b>B</b>	Pernos hexagonales pesados y espárragos destinados a uniones embridadas en los sistemas de tuberías con bridas de hierro fundido.
<b>C *</b>	Pernos de anclaje, ya sea dobladas o rectas, destinados a fines de anclaje estructural. Marcado permanente es un requisito suplementario. * En agosto de 2007, grado C se ha reemplazado por la especificación F1554 grado 36

#### Propiedades Mecánicas

Grado	A la tracción, ksi	Rendimiento, min, ksi	Alargamiento%, min
A	60 min	-	18
B	60 - 100	-	18
C *	58-80	36	23

#### Propiedades Químicas

Elemento	Grado A	Grado B
Carbon, max	0,29%	0,29%
El manganeso, máx	1.20%	1.20%
El fósforo, máx	0,04%	0,04%
El azufre, máx	0,15%	0,05%




#### Tuercas y arandelas recomendados

Tuercas			Arandelas
Grados A307 A y C *		A307 Grado B	
1/4 - 1 1/2"	1 5/8 - 4"	1/4 - 4"	
A563A Hex	A563A hexagonales pesados	A563A hexagonales pesados	F844

Fuente: (Cuniper, 2017)

## ANEXO 35

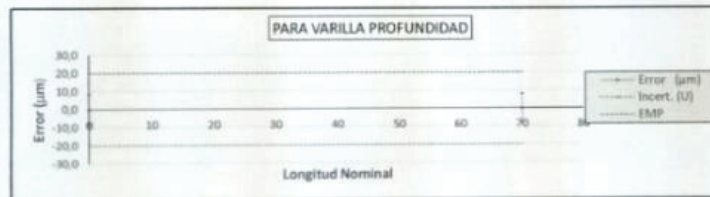
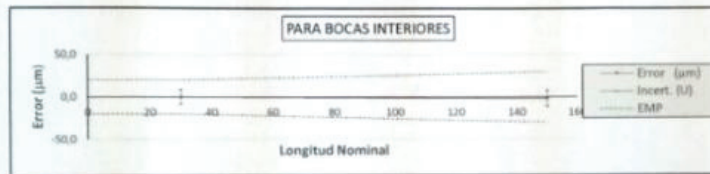
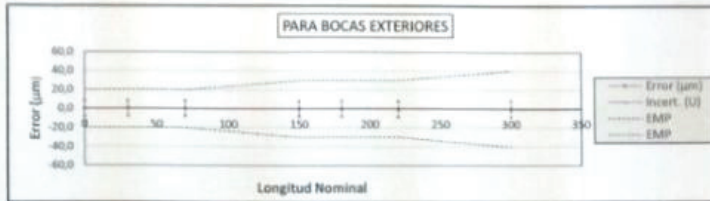
### Pernos ASTM A307 características técnicas

	<b>CERTIFICADO DE CALIBRACIÓN</b>			
Certificado N°	EPN-LAB-PR-051-17			
Pedro Freile N64-111 y Juan Garzón, Cotacollao Quito-Ecuador Tlf: 02-6007779				
<b>IDENTIFICACIÓN DEL CLIENTE</b>				
<b>Cliente:</b>	Escuela Politécnica Nacional			
<b>Dirección:</b>	Ladron de Guevara E11-253, Quito			
<b>Persona de contacto:</b>	Ing. Alexis Sola			
<b>Fecha de calibración:</b>	2017-06-28	<b>Próxima calibración:</b>	No definida	
<b>IDENTIFICACIÓN DEL EQUIPO</b>		<b>CONDICIONES AMBIENTALES</b>		
<b>Instrumento:</b>	Pie de Rey	<b>Temperatura:</b>	19,3 °C	
<b>Código:</b>	10059.00001	<b>Humedad:</b>	65 %	
<b>Tipo:</b>	Digital	<b>Lugar de calibración:</b>	Laboratorio TEGMETRO	
<b>Marca:</b>	Mitutoyo	<b>MÉTODO UTILIZADO</b>		
<b>Modelo:</b>	500-193	Procedimiento de Calibración de Pies de Rey TM-CP-01		
<b>Serie:</b>	1059307			
<b>Unidad de medida:</b>	mm			
<b>Rango:</b>	(0 a 300) mm			
<b>Resolución:</b>	0,01 mm			
<b>EQUIPOS UTILIZADOS</b>				
<b>NOMBRE</b>	BPL - grado 0	Accesorios BPL	Termómetro de contacto	
<b>CÓDIGO</b>	TM-M-010	TM-M-012	TM-T-008	
<b>MARCA</b>	Starrett	Starrett	Exttech Instruments	
<b>MODELO</b>	RS45MA1	Set RSAC11MA	302052	
<b>FECHA CAL.</b>	2015-10-22	2015-10-22	2016-07-07	
<b>PRÓXI. CAL.</b>	2018-02-27	N.A.	2018-07-07	
<b>No. CERTIFICADO</b>	15-27019-B	15-27019-D	TE160484TER	
<p>TEGMETRO S.A. mantiene trazabilidad al SI a través de patrones primarios nacionales o internacionales, los certificados de calibración se encuentran en los archivos de TEGMETRO S.A. y pueden ser revisados por cualquier persona que así lo solicite.</p> <p>* De requerir el cliente se le entregará una carta de trazabilidad.</p>				
<b>EVALUACIÓN DE FUNCIONAMIENTO</b>				
<b>ELEMENTO INSPECCIONADO</b>	<b>RESULTADO</b>	Observación: Esta evaluación de limita al funcionamiento del instrumento, mas no al esta de cumplimiento de las medidas entregadas por el mismo conforme a su clase de exactitud.		
Estado de Bocas	Bueno			
Deslizamiento del Cursor	Bueno			
Dispositivo de fijación	Bueno			
Paralelismo de las caras de medición	Bueno			
<b>RESULTADOS OBTENIDOS</b>				
<b>EXTERIORES</b>				
Valor Patrón (mm)	Valor Medido (mm)*	Error (µm)	e.m.p (µm)	Incert. (µm)
0,0000	0,00	0,0	20	8,2
30,0001	30,00	-0,1	20	8,2
70,0001	70,00	-0,1	20	8,2
150,0001	150,00	-0,1	30	8,2
180,0002	180,00	-0,2	30	8,3
220,0004	220,00	-0,4	30	8,5
** 300,0003	300,00	-0,3	40	8,9
<b>INTERIORES</b>				
Valor Patrón (mm)	Valor Medido (mm)*	Error (µm)	e.m.p (µm)	Incert. (µm)
30,0001	30,0	-0,1	20	8,2
150,0001	150,0	-2,1	30	9,2
<b>PROFUNDIDAD</b>				
0,0000	0,0	0,0	20	8,2
70,0001	70,0	-0,1	20	8,2
* Es el resultado proveniente del promedio de 5 mediciones.				
** No acreditado				
TM-CP-01-R03 - REV02				1 de 2

**INCERTIDUMBRE:**

La Incertidumbre expandida de medida se ha obtenido multiplicando la incertidumbre típica de medición por el factor de cobertura  $K=2.0$  para una distribución normal, corresponde a una probabilidad de cobertura de aproximadamente el 95% con  $Vef=$  = La asignación y expresión de incertidumbres se realizará siguiendo los criterios de la Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement (GUM) de la ISO

**GRAFICAS DE ERROR E INCERTIDUMBRE:**



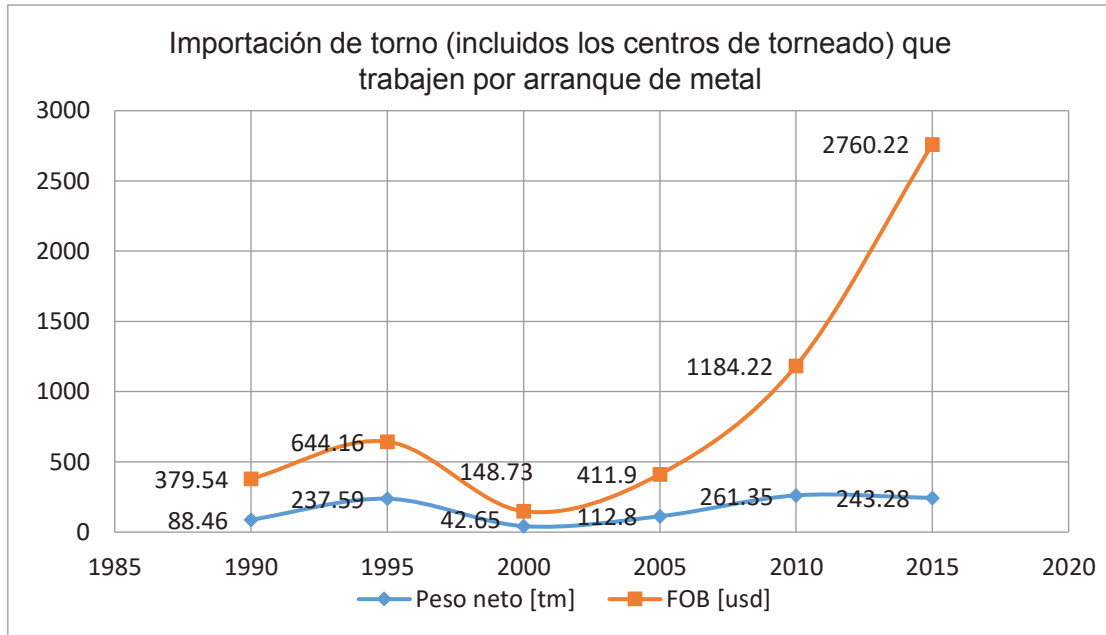
**Nota**  
Este certificado de calibración no podrá ser reproducido total ni parcialmente sin la aprobación de TEGMETRO. Los valores obtenidos en la calibración no representan un certificado de aprobación del instrumento, la responsabilidad de evaluar la conformidad del mismo es del dueño del instrumento. Los resultados de este certificado se refieren al momento y condiciones que se realizaron las mediciones. TEGMETRO S.A. declina toda responsabilidad derivada de un mal uso del instrumento calibrado.

	Nombre	<i>[Signature]</i>
Calibrado por :	Ing. Jhonny Barbero	<i>[Signature]</i>
Revisado por:	Ing. Henry Arzaga	<i>[Signature]</i>



### ANEXO 36

Variación Anual de la importación de tecnología CNC en cuanto a la cantidad de toneladas y miles de dólares.



Fuente: (Propia)



## ANEXO 37

### Propiedades del acero AISI 1018

**ACERO AISI-SAE 1018 (UNS G10180)**

**1. Descripción:** este acero de bajo - medio carbono tiene buena solubilidad y ligeramente mejor maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria.

**2. Normas involucradas:** ASTM A 108

**3. Propiedades mecánicas:** Dureza 126 HB (71 HRB)  
Esfuerzo de fluencia **370 MPa** (53700 PSI)  
Esfuerzo máximo 440 MPa (63800 PSI)  
Elongación máxima 15% (en 50 mm)  
Reducción de área 40%  
Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)  
Maquinabilidad 76% (AISI 1212 = 100%)

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.87 g/cm<sup>3</sup> (0.294 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.15 – 0.20 % C  
0.60 – 0.90 % Mn  
0.04 % P máx  
0.05 % S máx

**6. Usos:** se utiliza en operaciones de deformación plástica como remachado y extrusión. Se utiliza también en componentes de maquinaria debido a su facilidad para conformarlo y soldarlo. Piezas típicas son los pines, cuñas, remaches, rodillos, pifones, pasadores, tornillos y aplicaciones de lámina.

NOTA:  
Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumplir el material. Cada usuario con este manual o cualquier persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura para el siguiente momento se deben considerar como valores estimados basados en el diseño.

**ACERO MAQUINARIA - AISI 1018**