

## RAE

1. **TIPO DE DOCUMENTO:** Trabajo de grado para optar el título de INGENIERO MECATRÓNICO
2. **TÍTULO:** DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE CONTROL NUMÉRICO COMPUTARIZADO PARA EL DIBUJO DE CIRCUITOS IMPRESOS.
3. **AUTORES:** Carlos Castro Rubio, Alejandro Saavedra Molano, Sandra Suárez Monje.
4. **LUGAR:** Bogotá, D.C.
5. **FECHA:** Noviembre de 2012.
6. **PALABRAS CLAVE:** esfuerzos cortantes, resistencia de materiales, diseño de vigas según flexión, interfaz gráfica, código G, drivers, servomotores, circuitos impresos.
7. **DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO:** El objetivo principal de este proyecto es diseñar y construir una máquina computarizado para el dibujo de circuitos impresos, utilizando como bancada un cabezote de una máquina antigua rígida que no permite vibraciones. Teniendo en cuenta las normas para el diseño de circuitos y las normas de seguridad mínimas, además diseñando un mecanismo de transporte que permite movimientos en los ejes X, Y y Z.
8. **LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN:** Línea de investigación de la USB: tecnologías actuales y sociedad. Sub línea de la facultad de ingeniería: análisis y procesamiento de señales. El núcleo problémico: automatización.
9. **FUENTES CONSULTADAS:** BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octavaedición. Ed. McGraw Hill. 2008. BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuartaedición. Ed. McGraw Hill. 2007. FAIRES, V. M. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. MONTANERY SIMON, S.A. 2005. HAMROCK, Bernard. JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. Mc Graw Hill. 2005. MAZURKIEWICZ, John. The basics of motion control. Parte 1. Baldor Electric Co. 2005. MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. PEARSON EDUCATION. 2008
10. **CONTENIDOS:** En este proyecto se diseño y construyó una máquina computarizada para el dibujo de circuitos impresos. Utilizando como bancada un cabezote de una máquina antigua. Además se implemento un interpretador de código G, el cual es el encargado de leer los datos generados por el software donde se realizara el diseño de los circuitos, este procedimiento se realizó por medio de MACH 3 el cual ha sido configurado previamente para dar la visualización de el código G y permitir al usuario cambiar el código en cualquier momento. Ya cuando esté listo la configuración de MACH 3, se da la orden para que empiece a correr los programas de código G y se genere movimiento en cada uno de los motores en las diferentes coordenadas XYZ.
11. **METODOLOGÍA:** Es de carácter empírico analítico, El enfoque de la investigación está dirigido hacia la selección de los mecanismos que se pueden implementar, qué materiales utilizar y a que software recurrir para el diseño de la máquina para la fabricación de circuitos impresos.
12. **CONCLUSIONES:** El diseño de una bancada es un proceso muy complejo que exige conocimientos que van más allá del pregrado. Es por esto, que se decide buscar en el mercado las partes que cumplan con las características mínimas de rigidez (aproximadamente 10 kg/milésima entre la pieza y la herramienta) que requiere la máquina de circuitos CNC, implementada en este proyecto. Además los costos y el tiempo de fabricación de estos artefactos son elevados lo cual conlleva a rehusar partes de maquinaria en desuso reduciendo significativamente estos dos factores. Pero asimismo esto obliga al diseño de la máquina ajustándola a sus dimensiones, peso y área de trabajo. Para conseguir los movimientos en XYZ se usaron diferentes piezas que ya están fabricadas y se compran en el mercado, como lo son: el

tornillo de bolas recirculantes, rodamientos lineales, rodamientos de bolas, poleas, correas, etc. Debido a esto los diseños que se acoplaban a estos elementos tuvieron cambios obligados en sus dimensiones como el diámetro de las guías, el espesor de los carros lineales y las platinas que ajustan los motores a la mesa CNC. Al tener en la máquina CNC dos tipos de tornillos se pudo concluir que al utilizar un sistema de movimiento con husillo de bolas se consigue un rozamiento casi nulo, un rendimiento muy elevado y una gran precisión. Esto a diferencia de un tornillo normal el cual tiene una eficiencia baja y un coeficiente de fricción más alto, produciendo errores en la precisión y backlash. Además al ser acoplados a un servo motor y a un sistema electrónico apropiado, el husillo de bolas recirculantes requiere menos potencia y genera mayor confianza en la precisión. El ruido eléctrico producido por la fricción de las escobillas presentes en los motores genera graves perturbaciones en las señales de control y de potencia, ocasionando errores de lectura y por ende mal procesamiento de la información. Es por este motivo que se deben proteger física y eléctricamente los diferentes circuitos de control de los campos electromagnéticos generados por los motores. Por dicha razón, es necesaria la utilización de cable blindado y desacoplamiento eléctrico de las tierras. El primero disminuye la propagación del campo magnético producido y el segundo, se encarga de evitar la filtración de componentes espectrales no deseados. . El desacople se implementó con opto-acopladores, que a su vez aíslan la interfaz computador-driver de posibles sobre cargas y cortos eléctricos. La habilidad del mecánico y la precisión de las herramientas en las cuales se fabricaron las piezas, implicaron un factor importante en el funcionamiento de la máquina CNC. En las pruebas se dieron a conocer algunos defectos de ensamble de la máquina como mala alineación de poleas, uniones mal atornilladas y correas mal puestas. Asimismo se debe tener cuenta que al usar mayor tecnología de fabricación y gente capacitada los costos se aumentan considerablemente. En las diferentes pruebas que se hicieron no se logro establecer la precisión exacta de la máquina ya que al utilizar un calibrador como instrumento de medida no se puede obtener un valor de precisión menor a 0.3 mm, por tal razón es importante hacer las pruebas con un instrumento métrico de más alta tecnología como un comparador de caratula. Al dibujar los circuitos con un bolígrafo o un micro punta hay que aumentar el valor de las pistas de cobre ya que al utilizar una punta demasiado gruesa se altera el ancho real de los caminos, los PAD y los agujeros.

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE CONTROL NUMÉRICO  
COMPUTARIZADO PARA EL DIBUJO DE CIRCUITOS IMPRESOS**

**CARLOS CASTRO RUBIO  
ALEJANDRO SAAVEDRA MOLANO  
SANDRA SUÁREZ MONJE**

**UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
INGENIERÍA MECATRÓNICA  
BOGOTÁ D.C  
2012**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE CONTROL NUMÉRICO  
COMPUTARIZADO PARA EL DIBUJO DE CIRCUITOS IMPRESOS**

**CARLOS CASTRO RUBIO  
ALEJANDRO SAAVEDRA MOLANO  
SANDRA SUÁREZ MONJE**

**MONOGRAFÍA PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECATRÓNICO**

**ASESOR,  
INGENIERO ALFONSO DUQUE  
DOCENTE ACADÉMICO**

**UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
INGENIERÍA MECATRÓNICA  
BOGOTÁ D.C**

**2012**

Nota de aceptación

---

---

---

Jurado

---

Jurado

---

Bogotá D.C 2012

*Dedicamos este proyecto a nuestras familias quienes nos han apoyado incondicionalmente para lograr este triunfo.*

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores de este proyecto expresan sus agradecimientos a:

A los ingenieros Santiago Suarez Torres y Alfonso Duque por su incondicional apoyo, paciencia y persistencia a lo largo de la construcción de este proyecto.

Gracias por haber fomentado en nosotros el deseo de superación y el anhelo de no rendirse y conseguir el triunfo en la vida.

Mil palabras no bastarían para agradecerles su apoyo, comprensión y sus sabios consejos en los momentos difíciles.

A todos esperamos no defraudarlos y contar siempre con su valioso apoyo, sincero e incondicional.

## TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN .....	1
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	2
1.1 ANTECEDENTES.....	2
1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA .....	4
1.2.1 Formulación del problema.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
1.3 JUSTIFICACIÓN.....	4
1.4 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN .....	5
1.4.1 Objetivo general. ....	5
1.4.2 Objetivos específicos. ....	5
1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO.....	6
1.5.1 Alcances.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
1.5.2 Limitaciones. ....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
2. MARCO TEÓRICO .....	7
2.1 RESEÑA HISTÓRICA.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
2.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
2.2.1 Control Numérico (CNC). ....	7
2.2.2 Flujo de procesamiento (cnc). ....	7
2.2.3 Esfuerzos en vigas. ....	8
2.2.4 Deformación en vigas.....	9
2.2.5 Teorías de falla.....	10
2.2.6 Teoría de esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles. ....	11

2.2.7	Teoría de esfuerzo normal máximo (ENM).	12
2.2.8	Tornillos de Bolas recirculantes.	12
2.2.9	Factor de seguridad.	17
3.	METODOLOGÍA	19
4.	LÍNEA DE INVESTIGACIÓN	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
5.	DISEÑO INGENIERIL	20
5.1	INTRODUCCIÓN	20
5.2	DISEÑO MECÁNICO	22
5.2.1	Elección de la bancada.	22
5.2.2	Elección del mecanismo de transporte.	27
5.2.3	Diseño del mecanismo de transporte.	30
5.2.4	Elección y diseño del acople que transmite la fuerza del motor.	125
5.2.5	Torque para los motores	139
5.2.6	Selección de los motores.	150
5.3	IDENTIFICACIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL	154
5.3.1	Diseño CAD/PC	155
5.3.2	Conversión CAD/CAM	159
5.3.3	Comunicación PC-Máquina.	166
5.4	SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS	170
5.4.1	Selección del driver.	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
5.4.2	Selección de los finales de carrera.	173
5.5	CONSTRUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO	175
5.5.1	Reparaciones iniciales.	175

5.5.2	Soporte de la máquina. ....	175
5.5.3	Viga que soporta la mesa CNC. ....	176
5.5.4	Construcción de la mesa CNC. ....	177
5.5.5	Construcción del eje Z. ....	177
5.5.6	Ensamble de los motores a los ejes. ....	178
5.5.7	Sistema eléctrico y electrónico. ....	179
5.5.8	Instalación del lápiz. ....	180
6.	PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	
	..... <b>¡Error! Marcador no definido.</b>	
6.6.1	Codificadores rotatorios ( <i>Encoder</i> ). ....	182
6.6.2	Señales de la Interfaz. ....	182
6.6.3	Conexión del driver. ....	183
6.6.4	Movimiento de los motores. ....	183
6.6.5	Calibración de la posición. ....	184
6.6.6	Pruebas con EAGLE. ....	186
7.	CONCLUSIONES .....	189
8.	RECOMENDACIONES..... <b>¡Error! Marcador no definido.</b>	
9.	BIBLIOGRAFÍA.....	193
	ANEXOS.....	194

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Factores de seguridad. ....	18
Tabla 2. Criterios de evaluación.....	26
Tabla 3. Criterios de selección para el mecanismo de transporte.....	30
Tabla 4. Tipos de montaje. ....	57
Tabla 5. Clase tolerancias. ....	61
Tabla 6. Factor de modelos de fusión de acero. ....	62
Tabla 7. Diámetros preferidos para roscas ACME.....	79
Tabla 8. Esfuerzos permisibles del código AISC para metal de aporte. ....	113
Tabla 9. Propiedades de la soldadura. ....	119
Tabla 10. Criterios de selección para el acople del motor. ....	126
Tabla 11. Coeficiente de corrección debido a sobrecargas en la transmisión .....	129
Tabla 12. Coeficiente de corrección debido al tiempo continuado de funcionamiento. ....	130
Tabla 13. Anchos normalizados de correas tipo XL.....	131
Tabla 14. Tabla de coeficientes de fricción de husillos.....	140
Tabla 15. Eficiencia de husillos.....	141
Tabla 16. Tabla de motores. ....	151
Tabla 17. Criterios de evaluación.....	161
Tabla 18. Configuración de entradas y salidas del puerto paralelo.....	168
Tabla 19. Terminales del driver.....	169
Tabla 20. Criterios de selección.....	171
Tabla 21. Características del driver. ....	173
Tabla 22. Parámetros obtenidos para el funcionamiento del prototipo. ....	186

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. CNCROUTERMultiCam.....	3
Figura2. CNC ROUTER K2 CNC.....	3
Figura 3. Flujo de procesamiento (CNC). ....	7
Figura 4. Carga central en una viga.....	8
Figura 5. Despiece de un husillo de bolas. ....	12
Figura 6. Equivalencia de materiales. ....	13
Figura 7. Diagrama de flujo para la elección de un tornillo de bolas recirculantes.	17
Figura 8. Fases del proceso.....	21
Figura 9. Movimientos de los ejes de una fresa.....	22
Figura 10. Boceto 1.....	24
Figura 11. Boceto 2.....	24
Figura 12. Boceto 3.....	25
Figura 13. Bancada escogida. ....	27
Figura 14. Sistema de guía lineal.....	28
Figura 15. Tornillo sinfín corona.....	28
Figura 16. Mesa de trabajo CNC. ....	29
Figura 17. Máquina de circuitos CNC. ....	31
Figura 18. Diferente tipo de guías.....	32
Figura 19. Imagen de las guías del eje X.....	33
Figura 20. Rodamientos lineales de bolas. ....	45
Figura 21. Rodamientos lineales del mercado.....	50
Figura 22. Rodamientos lineales del mercado.....	55
Figura 23. Husillo de bolas. ....	56
Figura 24. Tipos de montaje. ....	58
Figura 25. Medidas de husillo de bolas.....	67

Figura 26. Medidas de husillo de bolas.....	74
Figura 27. Rosca ACME .....	75
Figura 28 factores X e Y. ....	83
Figura 29. Rodamientos rígidos de bolas. ....	84
Figura 30. Rodamientos rígidos de bolas. ....	88
Figura 31.cargas en un bloque. ....	89
Figura 32. Esquema del carro.....	89
Figura 33. Carro eje X.....	93
Figura 34. Carro del eje Y.....	96
Figura 35. Viga que sostiene los ejes. ....	101
Figura 36. Diagrama de fuerzas.....	101
Figura 37. Carga que afecta la platina. ....	103
Figura 38. Platina lateral. ....	104
Figura 39. Mordaza.....	105
Figura 40. Cara de la viga.....	108
Figura 41. Estructura del eje Z.....	111
Figura 42. Primer conjunto soldado. ....	112
Figura 43. Carros ensamblados.....	114
Figura 44. Tuerca del tornillo con guía.....	115
Figura 45. Eje z.....	116
Figura 46. Base del eje z. ....	120
Figura 47. Sujetador de placa. ....	121
Figura 48. Perfil de rosca métrica .....	121
Figura 49. Bancada de la máquina. ....	124
Figura 50. Correa dentada.....	127
Figura 51. Diferentes de brazo.....	129
Figura 52. Pasos de correa dentada.....	130
Figura 53. Lista de correas dentadas.....	132
Figura 54. Catálogo de correas de SKF.....	135

Figura 55. Catálogo de correas SKF.....	139
Figura 56. Conjunto tornillo motor.....	140
Figura 57. Diagrama del motor. ....	152
Figura 58. Características del motor escogido.....	153
Figura 59. Diseño Comunicación PC/Máquina. ....	154
Figura 60. Programa EAGLE 5.7.0. ....	157
Figura 61. Imagen de un circuito en EAGLE.....	158
Figura 62. Generador de códigos GERBER. ....	158
Figura 63. MasterCam X5.....	160
Figura 64. Renishaw. ....	160
Figura 65, MACH 3. ....	161
Figura 66. Interfaz MACH 3. ....	162
Figura 67. Pulsos de dirección y paso de MACH 3.....	163
Figura 68. Botón RESET. ....	163
Figura 69. Sección de control de código G. ....	164
Figura 70. Interfaz de los ejes en MACH 3. ....	164
Figura 71. Configuración del motor.....	165
Figura 72. Interfaz de la velocidad de avance en MACH 3. ....	166
Figura 73. Visualización de un programa en MACH 3. ....	166
Figura 74. Interfaz gráfica. ....	167
Figura 75. Mercury Servo Drive .....	170
Figura 76. GECKODRIVE.....	172
Figura 77. Final de carrera.....	174
Figura 78. Partes corroídas. ....	175
Figura 79. Base de la máquina. ....	176
Figura 80. Soporte de la mesa.....	176
Figura 81. Eje X.....	177
Figura 82. Eje Z. ....	178
Figura 83. Soporte de las guías.....	178

Figura 84. Motores de los ejes.....	179
Figura 85. Tablero eléctrico. ....	180
Figura 86. Cable encauchetado.....	180
Figura 87. Lapicero.....	181
Figura 88. Señales del codificador rotatorio.....	182
Figura 89. Señales de pulso del driver.....	183
Figura 90. Señales de salida del driver hacia los motores.....	184
Figura 91. Calibración de pulsos en MACH 3. ....	185
Figura 92. Pruebas de precisión .....	186
Figura 93. Pruebas sobre cartulina.....	187
Figura 94. Pruebas realizadas.....	188

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfica 1. Rendimientos de los diferentes tipos de husillos.....	14
Gráfica 2. Velocidades críticas de los husillos de bolas.....	15
Gráfica 3. Capacidad de carga de columna de los husillos de bolas.....	16
Gráfica 4. Diagrama de cargas.....	34
Gráfica 5. Diagrama de cortante.....	34
Gráfica 6. Diagrama de momentos.....	35
Gráfica 7. Diagrama de cargas.....	36
Gráfica 8. Diagrama de cortante.....	37
Gráfica 9. Diagrama de momentos.....	37
Gráfica 10. Diagrama de cargas.....	42
Gráfica 11. Diagrama de cortante.....	42
Gráfica 12. Diagrama de momentos.....	42
Gráfica 13. Diagrama de reacciones y cargas.....	46
Gráfica 14. Capacidad de vida.....	47
Gráfica 15. Diagrama de reacciones y cargas.....	51
Gráfica 16. Capacidad de vida.....	53
Gráfica 17. Capacidad de carga de columna de los husillos de bolas.....	58
Gráfica 18. Velocidades críticas de los husillos de bolas.....	60
Gráfica 19 coeficiente de dureza.....	61
Gráfica 20. Diagrama de reacciones.....	80
Gráfica 21. Diagrama de reacciones.....	84
Gráfica 22. Diagrama de cargas.....	97
Gráfica 23. Diagrama de cortantes.....	98
Gráfica 24. Diagrama de momentos.....	98
Gráfica 25. Diagrama de fuerzas.....	106

Gráfica 26. Diagrama de cortantes. .... 106  
Gráfica 27. Diagrama de momentos. .... 107

## LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Planos mecánicos.....	194
ANEXO B Manual de usuario.....	214

## INTRODUCCIÓN

El documento describe de manera general el desarrollo de una máquina de control numérico computarizado (cnc router) utilizando como bancada un cabezote de una máquina antigua. Esta máquina se implementó para el dibujo de circuitos impresos (pcb's), entre otras aplicaciones, donde intervenga el diseño en CAD. Se implementó un interpretador de código G, el cual es el encargado de leer los datos generados por el software donde se realizará el diseño de los circuitos, este procedimiento se llevó a cabo por medio de una serie de programas desarrollados para hacer la conversión de datos decimales a datos en código ASCII y estos a su vez a instrucciones del código G, una vez obtenidos estos códigos se visualizaron en una pantalla (HMI), la cual ha sido debidamente programada para dar la visualización de estos datos y permitir al usuario modificar el programa en cualquier momento, ya cuando esté listo el programa, por medio de la pantalla se dará una orden para que este empiece a correr y genere el movimiento de cada una de los motores en las diferentes coordenadas XYZ. Ya al finalizar todo este procedimiento que dará listo el diseño del impreso.

# 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

## 1.1 ANTECEDENTES

Las empresas colombianas buscan una forma de tener mayor producción a bajos costos a través de la implementación de nuevas tecnologías. Estos adelantos tecnológicos se pueden ver representados en diferentes empresas extranjeras dedicadas a la fabricación de (CNC ROUTER) en el extranjero como lo son, MultiCam<sup>1</sup> que fabrica máquinas CNCRouter, láser, plasma, chorro de agua, y el cuchillo de corte, es la empresa en innovación líder en la industria. La principal ventaja de poseer una MultiCam es que sus sistemas de arquitectura abierta funcionarán a la perfección con casi todos los estándares de la industria de CAD/CAM.

Durante casi dos décadas, miles de sistemas de corte MultiCam han sido instalados en todo el mundo. Una amplia variedad de industrias dependen de los sistemas de MultiCam CNC como ebanistería, fabricación de muebles, carpintería, metalmecánica, aeroespacial, construcción naval, superficie sólida y la fabricación de plásticos. Estas industrias diversas encuentran en sus máquinas una adición fiable e indispensable para su compañía<sup>2</sup>. En la Figura 1, se puede observar una imagen de un routerCNC.

---

<sup>1</sup> Empresa estadounidense de distribución de maquinaria cncrouter. disponible en internet: <<http://www.multicam.com/eng/7>>.

<sup>2</sup> MultiCam. CuttingSolutions. Obtenido El 25 de mayo Del 2010, disponible en internet: <http://www.multicam.com/eng/Products/routers.html>.



Figura 1. CNCROUTERMultiCam.

Fuente: obtenido de internet el 25 de mayo del 2010, disponible en internet <<http://www.multicam.com/eng/Products/1000series.html>>.

Otra empresa famosa que fabrica (CNC ROUTER) es K2 CNC empresa estadounidense con experiencia de 10 años de diseño asistido por computador y de mecanizado asistido por ordenador. Además de esto trabajan diseños personalizados donde pueden construir grandes tamaños, variedad de equipo personalizado con expertos ingenieros de nivel. Los ingenieros tienen más de diez años de experiencia en la construcción de maquinaria, robótica, automatización, desarrollo de software y controles electrónicos.<sup>3</sup>En la figura 2, se puede observar una imagen de un routerCNC marca k2CNC.



Figura 2. CNC ROUTER K2 CNC.

Fuente: obtenido de internet el 25 de mayo del 2010, disponible en internet <<http://www.k2cnc.com/?gclid=COaFz9fMm6ECFUhK>>.

---

<sup>3</sup> LINARES, Rodrigo. K2cnc. obtenido de internet el 25 de mayo Del 2010, disponible en internet <<http://www.k2cnc.com/?gclid=COaFz9fMm6ECFUKF7QodJHWWwA>>

## **1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

Los jóvenes universitarios que cursan carreras como ingeniería mecatrónica, electrónica y eléctrica, necesitan fabricar diversos circuitos electrónicos para sus diferentes prácticas en la universidad y se encuentran que la construcción de las tarjetas, se realiza de un modo manual que pueden causar daños a la su salud si no se maneja con cuidado, debido a los ácidos que se utilizan los cuales pueden causar quemaduras e intoxicaciones, además la utilización de programas para diseño de los impresos no es muy común y las imprecisiones hacen que muchas veces los circuitos no funcionen correctamente. Debido a estos problemas nace la idea de desarrollar una máquina de control numérico computarizado (cncRouter) para la fabricación de circuitos impresos. Con esta alternativa de solución se genera la fácil fabricación de circuitos con excelente calidad.

¿Cómo diseñar e implementar un control CNC en una máquina para la fabricación de circuitos PCB, (ancho, largo y profundidad) a partir de un diseño en CAD?

## **1.3 JUSTIFICACIÓN**

El desarrollo de máquinas CNC es muy importante porque por medio de estas se puede automatizar un proceso haciéndolo más eficiente y rentable para las empresas. Con esta idea y la investigación llevada por dos años en el semillero de investigación SEMAUI se encontró la necesidad de desarrollar máquinas herramientas enfocadas hacia la industria que permitan agilizar los diferentes procesos. Además realizar reingeniería a muchas máquinas que se encuentran ya apartadas del mercado debido a su poca utilidad y que por medio de una automatización se pueden convertir en grandes aplicaciones industriales.

Debido a esto nace la idea de construir una máquina de circuitos impresos CNC donde se le hizo reingeniería a un prototipo de electroerosionadora que estaba en desuso y se convirtió en una herramienta útil para la industria y la academia. Mejorando satisfactoriamente el proceso de la construcción de circuitos electrónicos sin los riesgos que representa hacerlo de una forma artesanal, así mismo logrando fiabilidad en los proyectos en el área y generando la utilización del software para el diseño en CAD.

## **1.4 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN**

**1.4.1 Objetivo general.** Diseñar y construir una máquina de control numérico computarizado (CNC ROUTER) para el dibujo de circuitos impresos (PCB).

### **1.4.2 Objetivos específicos.**

- Diseñar y construir una estructura mecánica de tres grados de libertad (XYZ).
- Implementar los drivers para el control de los motores.
- Diseñar y construir la tarjeta para la adquisición de datos.
- Capturar los datos desde el software de diseño para los impresos.
- Aplicar un interpretador de código G.
- Implementar una interfaz HMI.
- Integrar las dos etapas parte mecánica y electrónica.

## 1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO

La máquina realizará impresos de una sola capa. Los impresos tendrán un área de trabajo de 30X20 cm. Ya que se uso una versión de evaluación del software de diseño de circuitos (EAGLE 5.0) solo se podrán elaborar tarjetas de un tamaño de 10x8 cm. Generará movimiento en el plano coordinado XYZ, el diseño mecánico se hará de modo que la máquina podrá soportar una masa de 100 kg, debido a que estará en la capacidad de realizar aplicaciones en procesos de metalmecánica, como son fresado o elaboración de moldes con pequeñas piezas, si se ajustan las herramientas de corte adecuadas.

La máquina se limitará a dibujar el circuito en la tarjeta de cobre, sin perforaciones. El operario será el encargado de ubicar el material para la elaboración de la tarjeta y establecer las coordenadas de inicio de la máquina en el software.

El Software será capaz de controlar una sola máquina CNC para la fabricación de circuitos PCB. El desplazamiento de los movimientos en los ejes XYZ se hará simultáneamente.

Los cálculos en cuanto a la bancada de la máquina antigua no se harán en la totalidad y se le dará unos pesos estimados debido a que sería muy extenso llegar a conocer todos los cálculos de esta sola bancada y no serian un gran aporte para el desarrollo del proyecto.

La máquina no tendrá ni porta herramientas ni husillo, además las baquelitas serán aseguradas por medio de tornillos.

## 2. MARCO DE REFERENCIA

### 2.1 MARCO TEÓRICO

**2.1.1 Control Numérico (CNC).** Es un procedimiento que permite controlar en todo momento la posición de un elemento físico, normalmente una herramienta que está montada en una máquina. Esto indica que mediante un software y un conjunto de órdenes, se controlan las coordenadas de posición de un punto respecto a un origen, es decir una especie de GPS pero aplicado a la mecanización, y más preciso<sup>4</sup>.

**2.1.2 Flujo de procesamiento (CNC).** En la Figura 3, se pueden observar el flujo de procesamiento de un CNC.

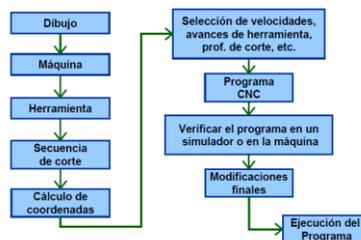


Figura 3. Flujo de procesamiento (CNC).

Fuente: Obtenido el 8 de octubre del 2011. disponible en internet:

<http://materias.fi.uba.ar/~control-numérico>.

---

<sup>4</sup> Gonzales, Raúl. Flujo de procesamiento CNC. Obtenido el 8 de octubre del 2011. Disponible en internet: <http://cadcamcae.wordpress.com/2007/06/14/el-control-numerico-por-computadora-el-cnc/>

**2.1.3 Esfuerzos en vigas.** Las vigas son elementos estructurales que soportan cargas aplicadas en varios puntos a lo largo del elemento. Son comúnmente elementos largos prismáticos y rectos, en la mayor parte de los casos las cargas son perpendiculares al eje de la viga y en casos donde las cargas tienen un ángulo, éstas generan esfuerzos axiales<sup>5</sup>. En la Figura 4, se puede observar la carga central en una viga.

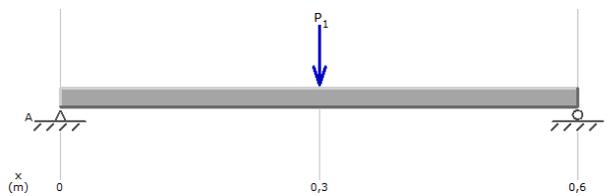


Figura 4. Carga central en una viga.

Fuente: realizada por los autores.

El esfuerzo flexión máximo en las vigas está dado por:

$${}^6 \sigma = \frac{MC}{I} \quad (1)$$

En donde C es el centroide, M el momento flector, e I el momento de inercia. También estos elementos estructurales están sujetos a esfuerzos cortantes.

---

<sup>5</sup> BEER, Ferdinand y JOHNSTON, Russell. DEWOLF, John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill, 2007. p. 376-381.

<sup>6</sup> BEER, Ferdinand y JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill, 2007. p. 332.

$${}^7 \tau = \frac{VQ}{It} \quad (2)$$

Donde V es la fuerza transversal, Q el primer momento de área, I el momento de inercia, y t el espesor de la sección considerada.

**2.1.4 Deformación en vigas.** En algunas ocasiones el diseño por carga estática no es suficiente, se necesita conocer la deformación en determinados puntos según el diseño, también es necesario conocer la deformación cuando se presentan problemas estáticamente indeterminados, los cuales son cuando hay vigas en donde las reacciones superan el número de ecuaciones de equilibrio, entonces se recurre a una ecuación adicional que tiene en cuenta la deformación de dicho elemento.

Cuando una viga se somete a carga transversal, el momento flector y la curvatura de la superficie neutra varían en las diversas secciones. Si x es la distancia de acuerdo al extremo izquierdo de la viga se tiene<sup>8</sup>:

$${}^9 \frac{1}{\rho} = \frac{M(x)}{EI} \quad (3)$$

---

<sup>7</sup> BEER, Ferdinand y JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill, 2007. p. 336.

<sup>8</sup> BEER, Ferdinand y JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill, 2007. p. 530.

<sup>9</sup> BEER, Ferdinand y JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill, 2007. p. 331.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (4)$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (5)$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \int_0^x M(x)dx + C_1 \quad (6)$$

$$EI\theta_{(x)} = \int_0^x M(x)dx + C_1 \quad (7)$$

$$EIy = \int_0^x \left[ \int_0^x M(x)dx + C_1 \right] dx + C_2 \quad (8)$$

**2.1.5 Teorías de falla.** No existe una teoría que determine específicamente que tipo de falla se presentará. Por el contrario, existen varias hipótesis, las cuales son guía para determinar o predecir posibles fallas, existen para materiales frágiles y dúctiles, aunque un material dúctil puede fallar de una manera frágil, algunas de estas teorías son<sup>10</sup>:

### 2.2.5.1 Materiales Dúctiles. (Criterios de fluencia).

- Esfuerzo cortante máximo (ECM).
- Energía de distorsión (ED).
- Mohr Coulomb dúctil (CMD).

---

<sup>10</sup> BEER, Ferdinand y JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. Mc Graw Hill, 2007. p. 453.

### 2.1.5.2 Materiales Frágiles (Criterios de fractura).

- Esfuerzo normal máximo (ENM).
- Mohr Coulomb frágil(CMF).
- Mohrmodificada(MM).

**2.1.6 Teoría de esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles.** También conocida como tresca o guest indica que el esfuerzo cortante máximo ocurre a 45° de la superficie en tensión con una magnitud de:

$$^{11} \tau_{max} = \frac{\sigma}{2} \quad (9)$$

De manera que el esfuerzo cortante máximo de la fluencia es:

$$^{12} \tau_{max} = \frac{S_y}{2} \quad (10)$$

Para propósitos de diseño, la ecuación 10. Puede incluirse un factor de seguridad como.

$$^{13} \tau_{max} = \frac{S_y}{2\eta} \quad (11)$$

---

<sup>11</sup> BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. Mc Graw Hill, 2008. p. 212.

<sup>12</sup> Ibid., p. 212.

<sup>13</sup> Ibid., p. 212.

**2.1.7 Teoría de esfuerzo normal máximo (ENM).** La teoría de esfuerzo normal máximo estipula que la falla ocurrirá cuando uno de los tres esfuerzos principales es igual o excede la resistencia a la tensión

$$\sigma \geq S_{ut} \quad (12)$$

**2.1.8 Tornillos de Bolas recirculantes.** Los husillos de bolas recirculantes se componen básicamente de cuatro elementos de acción: El husillo, la tuerca, las bolas y los deflectores. Con este sistema de movimiento se consigue un rozamiento casi nulo, un rendimiento muy elevado y gran seguridad de funcionamiento<sup>14</sup>. En la Figura 5, se puede observar el despiece de un husillo de bolas.

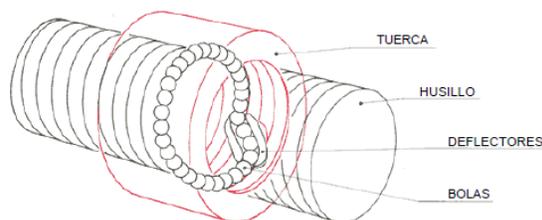


Figura 5. Despiece de un husillo de bolas.  
Fuente: catálogo de husillo de bolas NIASA.

**2.1.8.1 Material de las piezas.** Los husillos de bolas se fabrican con aceros especiales templados que garantizan el máximo rendimiento. Salvo necesidades particulares los husillos solamente se templan en su longitud roscada dejando las puntas con la dureza original del material. La Figura 6 refleja los materiales

<sup>14</sup> NIASA. Husillo de bolas recirculantes. México. 25 de octubre del 2010. p. 3.

normalizados de cada componente con sus equivalencias aproximadas<sup>15</sup>. En la Figura 6, se muestran el tipo de materiales de los husillos de bolas.

PARTE	MATERIAL-EQUIVALENCIAS						TRATAMIENTO	DUREZA HRc
	IHA	DIN	AFNOR	UNI	EN	AIISI		
HUSILLO	F1152	CF55	XC-55	C50	EN9	1055	TEMPLE POR INDUCCION	58+62
TUERCA	F158	20MnCr5	16Nc6	9NCD	EN320	8620	CARBURACION TEMPLE REVENIDO	60+62
BOLAS	F131	100Cr6	100C6	100C6	EN31	52100		62+65

Figura 6. Equivalencia de materiales.

Fuente: catálogo de husillo de bolas NIASA.

**2.1.8.2 Capacidades de carga estática CO.** Es la carga axial concéntrica al eje que se aplica al conjunto en régimen de reposo, está carga produce una deformación entre las bolas y las pistas de rodadura de 0,0001mm x diámetro de bola<sup>16</sup>.

**2.1.8.3 Carga dinámica c.** Es la carga axial concéntrica al eje constante y unidireccional con la que un grupo suficiente de husillos de bolas idénticos alcanzan una duración de vida de 1 millón de revoluciones. Las capacidades de carga de los husillos a bolas están basadas en el proyecto de norma DIN 69051 y se indican en las tablas de características y dimensiones, para cada tipo de tuercas<sup>17</sup>.

<sup>15</sup> NIASA. Husillo de bolas recirculantes. México. 25 de octubre del 2010. p. 4.

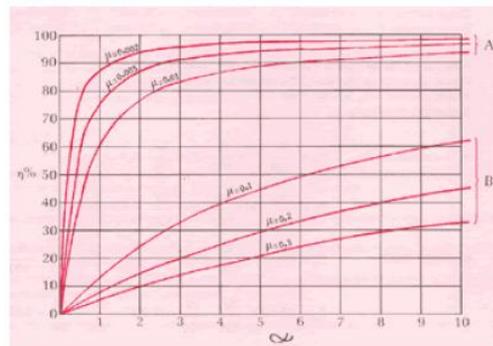
<sup>16</sup> Ibid., P. 6.

<sup>17</sup> Ibid., P. 7.

**2.1.8.4 Vida útil.** La vida útil nominal de vida es definida por el número de revoluciones alcanzado por el 90% de un grupo suficiente de husillos de bolas idénticos, antes de que aparezcan los primeros signos visibles de fatiga de material. La vida útil nominal de vida está expresada por L (vueltas) o por Lh (horas)<sup>18</sup>.

**2.1.8.5 Rendimiento.** En los husillos de bolas el coeficiente de rozamiento es muy bajo debido a la rodadura existente entre los elementos. Por este motivo se obtiene un rendimiento mecánico muy alto, bastante cercano al 100%. En la Figura 7 se indica la diferencia de rendimiento entre el husillo de bolas y el convencional trapecial<sup>19</sup>. En la Gráfica 1, se muestran los rendimientos de los diferentes tornillos.

A = Husillo a bolas  
 B = Rosca trapecial  
 $\eta$  = Rendimiento  
 $\alpha$  = Angulo de hélice  
 $\mu$  = Rozamiento



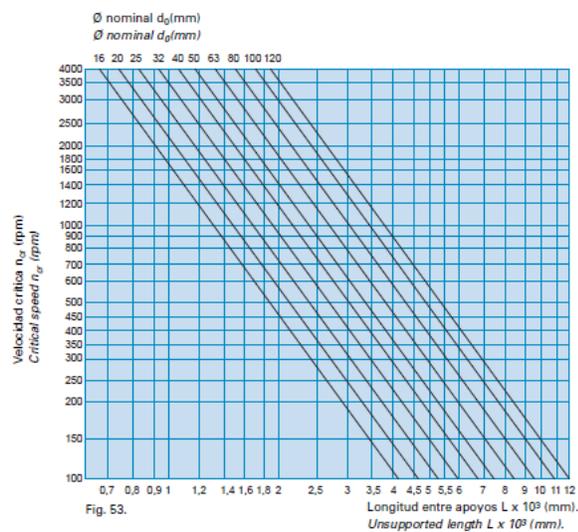
Gráfica 1. Rendimientos de los diferentes tipos de husillos.

Fuente: catálogo de husillo de bolas NIASA.

<sup>18</sup> NIAZA. Husillo de bolas recirculantes. México. 25 de octubre del 2010. p. 9.

<sup>19</sup> Ibid., P. 10.

**2.1.8.6 Velocidad crítica.** Es importante que el husillo de bolas funcione a una velocidad inferior a la de su frecuencia natural de vibración en la cual aparecen fuerzas desequilibradas. La velocidad crítica de un husillo está en función de su diámetro, longitud y de los apoyos. En la siguiente figura se señalan las velocidades críticas de los ejes normalizados<sup>20</sup>. En la Gráfica 2, se muestran las velocidades de los husillos de bolas.



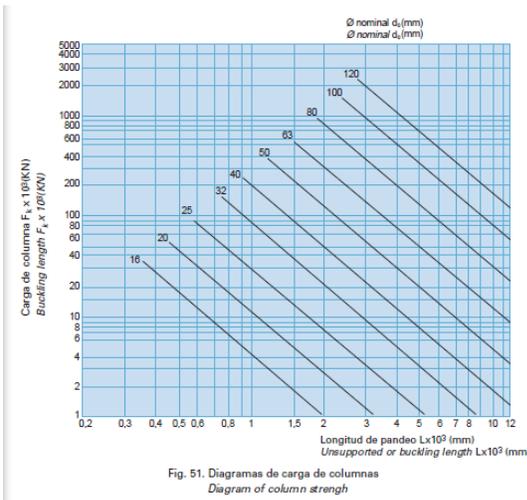
Gráfica 2. Velocidades críticas de los husillos de bolas.

Fuente: catálogo de husillo de bolas NIASA.

**2.1.8.7 Carga de columna.** Cuando una carga de compresión actúa sobre un husillo de bolas, este puede fallar por pandeo antes de alcanzar la capacidad de carga estática  $C_o$ . La carga de compresión que puede soportar un husillo depende de su diámetro, longitud y de los apoyos. A través del diagrama de la siguiente

<sup>20</sup> NIAZA. Husillo de bolas recirculantes. México. 25 de octubre del 2010. p. 11.

figura se determina la carga de columna<sup>21</sup>. En la Gráfica 3, se muestra la capacidad de carga de columna de los husillos de bolas.



Gráfica 3. Capacidad de carga de columna de los husillos de bolas.

Fuente: catálogo de husillo de bolas NIASA.

**2.1.8.8 Rigidez axial.** En condiciones de trabajo se producen unas deformaciones que afectan a la estructura de la máquina, a los montajes de rodamientos y al conjunto husillo-tuerca. La rigidez es la relación existente entre la carga aplicada y la deformación que se produce. Las deformaciones en el husillo dependen de su esbeltez y de los apoyos. La rigidez de las tuercas es pequeña debido a su tamaño compacto y las deformaciones en la zona de bolas se reducen precargando las tuercas<sup>22</sup>.

<sup>21</sup> NIAZA. Husillo de bolas recirculantes. México. 25 de octubre del 2010. p. 12.

<sup>22</sup> NIAZA. Husillo de bolas recirculantes. México. 25 de octubre del 2010. p. 13.

### 2.1.8.9 Diagrama de flujo de para la elección de un tornillo de bolas recirculantes.

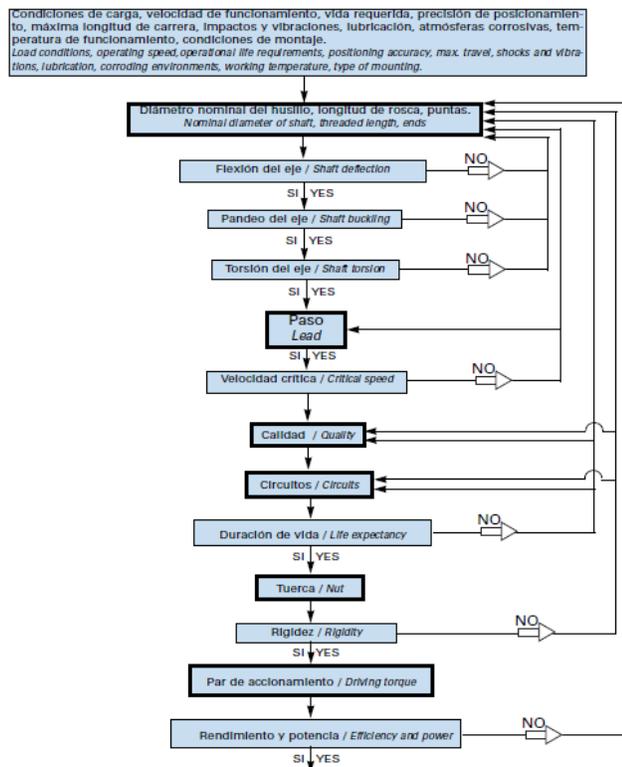


Figura 7. Diagrama de flujo para la elección de un tornillo de bolas recirculantes.

Fuente: catálogo técnico de husillo de bolas KORTA.

**2.1.9 Factor de seguridad.** Los ingenieros emplean un factor de seguridad para asegurarse contra condiciones inciertas o desconocidas. Para todos los cálculos de la máquina se escogió un factor de seguridad acorde con los diferentes criterios vistos en los libros de diseño de elementos mecánicos, pero hay que tener en cuenta que para hallar un buen factor de seguridad no existen fórmulas,

estos solo se basan en historiales de fallas y experiencias de diseños anteriores<sup>23</sup>. En la Tabla 1, se muestran los diferentes factores de seguridad.

Tabla 1. Factores de seguridad.

Factores de seguridad	Circunferencias
5	Factores de concentración de esfuerzos pequeños o inexistentes, la vida humana puede ser puesta en peligro y/o las reparaciones son costosas.
1.5-3	Concentración de esfuerzos pequeños o inexistentes, no se pone en peligro la vida, las reparaciones son molestas pero anormalmente costosas.

Fuente: Realizada por los autores

---

<sup>23</sup> HAMROCK, Bernard. JACOBSON, Bo y SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill, 2005. p. 8.

### **3. METODOLOGÍA**

Dado que se pretende transformar una realidad y dar un tipo de aporte desde el punto de vista ingenieril, el enfoque investigativo adecuado para el desarrollo del proyecto es el empírico-analítico teniendo como objetivo dar una solución a una necesidad que surge en la industria.

El enfoque de la investigación está dirigido hacia la selección de los mecanismos que se pueden implementar, qué materiales utilizar y a qué software recurrir para el diseño de la máquina para la fabricación de circuitos impresos.

### **4. LÍNEA DE INVESTIGACIÓN**

La línea de investigación institucional en la cual se basa este proyecto es tecnologías actuales y sociedad, seguida de la sublínea de la facultad instrumentación y control de procesos profundizando en el campo de investigación de la automatización de procesos. Ya que por medio de diferentes dispositivos se realiza el control de los motores para la automatización de la máquina CNC logrando el dibujo de los circuitos impresos.

## 5. DISEÑO INGENIERIL

### 5.1 INTRODUCCIÓN

Se va a desarrollar una máquina de control numérico computarizado para la elaboración de circuitos impresos. La cual se divide en tres áreas fundamentales: diseño mecánico, diseño eléctrico, diseño de software y control. En la Figura 8, se pueden observar las fases del proceso del dibujo de un circuito.

Para lograr hacer los circuitos impresos, la máquina debe tener los siguientes parámetros de diseño:

- Una bancada que evite vibraciones, que tenga capacidad de maniobra en los tres ejes.
- Los tres movimientos en los ejes X,Y y Z.
- Ejes con la capacidad de ubicar la mesa de trabajo en cualquier posición dentro de su rango de operación, y que se mantenga estable en dicha posición hasta que el usuario dé una orden diferente.
- Servomotores controlados por medio de Drivers o sistemas de control.
- Desarrollo de interfaz HMI.

En la Figura 8, se puede observar un diagrama de bloques de las partes de la máquina.

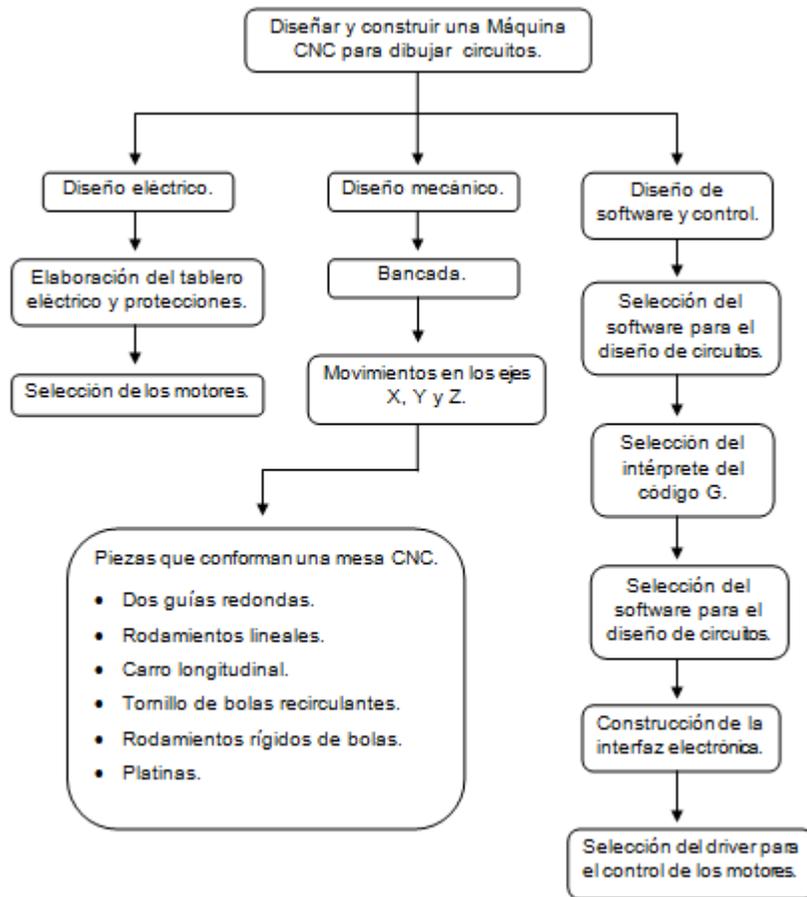


Figura 8. Fases del proceso.

Fuente: realizada por los autores.

- En la Figura 9, se muestra el tipo de movimiento de los ejes.

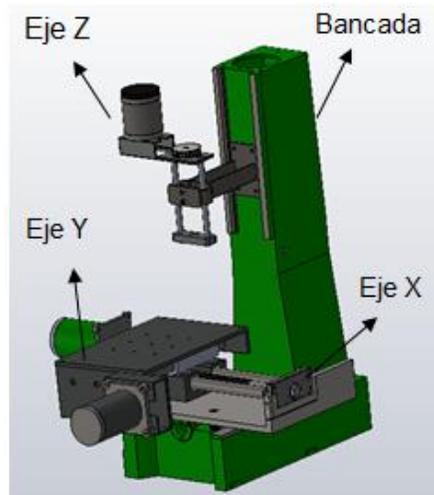


Figura 9. Movimientos de los ejes de una fresa.  
Fuente: realizada por los autores.

## 5.2 DISEÑO MECÁNICO

**5.2.1 Elección de la bancada.** Para el conjunto mecánico se utilizó una bancada en desuso perteneciente a un cabezote de una máquina electroerosionadora, la cual reunía las características apropiadas para ser convertida en la estructura de la máquina de circuitos impresos, gracias a las siguientes condiciones:

- Da consistencia al diseño, debido a unas medidas y pesos adecuados (1.90 metros de alto, 90 cm de profundidad, 1.10 m de ancho y un peso aproximado de 100 kg).
- Evita vibraciones.
- Ahorra tiempo de elaboración de la bancada y minimiza costos.
- Su diseño y forma se ajustó a los requerimientos en el área de trabajo (área de trabajo 30x20 cm).

- La posibilidad de poder fijar tres ejes en diferentes movimientos que garantiza la estabilidad de la máquina en cuanto a vibraciones y esfuerzos mecánicos que se requieran.
- Es una fundición.

**5.2.1.1 Alternativas de solución de la bancada.** La bancada es una pieza que debe ofrecer las siguientes cualidades:

Rigidez: la bancada debe absorber las vibraciones mecánicas generadas durante el corte (cimbreado). Una máquina bien proyectada debe poseer una rigidez de aproximadamente 10 kg/milésima entre la pieza y la herramienta.

Economía en la construcción del diseño: el diseño debe ser de fácil implementación, de tal forma que si la máquina presenta fallas el tiempo de reparación sea relativamente corto.

- **Alternativa de solución 1.** Esta fundición con estructura de perfilaría en “L o Angulo” puede tener una área de trabajo bastante amplia y tiene gran capacidad para soportar masas, el desplazamiento en los ejes X e Y se realiza mediante un puente. Su desventaja principal es que no posee versatilidad para manejar grandes distancias en el eje Z. En la Figura 10, se puede observar una bancada en L.



Figura 10. Boceto 1.

Fuente: Obtenido el 25 de noviembre del 2011. Disponible en internet:  
<http://www.cnc.ingeacol.com/>.

• **Alternativa de solución 2.** Es una estructura con perfilaría especial de fácil ensamble y bajo peso de la estructura, puede ser práctico para instalación de accesorios. Puede soportar vibraciones aunque no es su gran fortaleza. El desplazamiento se realiza por dos ejes paralelos independientes. Su mayor desventaja es que no puede soportar grandes masas y los esfuerzos son limitados. Su vida útil es muy limitada. En la Figura 11, se puede observar la bancada numero 2.

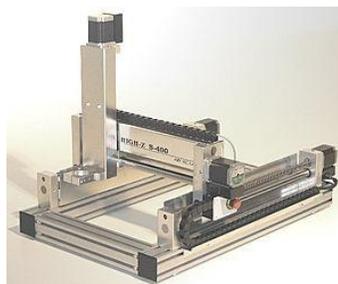


Figura 11. Boceto 2.

Fuente: Obtenido el 25 de noviembre del 2011. Disponible en internet:  
<http://www.cnc.ingeacol.com/>.

Es una estructura con perfilaría especial de fácil ensamble y bajo peso de la estructura, puede ser práctico para instalación de accesorios. Puede soportar

vibraciones aunque no es su gran fortaleza. El desplazamiento se realiza por dos ejes paralelos independientes.

Su mayor desventaja es que no puede soportar grandes masas y los esfuerzos son limitados. Su vida útil es muy limitada.

**-Alternativa de solución 3.** Es una bancada de fundición se asimila más a una fresa, tiene una gran capacidad para absorber las vibraciones, y es capaz de resistir grandes esfuerzos. Su estructura la hace muy versátil.

Su desventaja es que la estructura es muy pesada, el acople de accesorios es muy complicado. En la Figura 12, se puede observar una bancada tipo fresadora.



Figura 12. Boceto 3.

Fuente: Obtenido el 25 de noviembre del 2011. Disponible en internet:

<http://www.cnc.ingeacol.com/>.

• **Solución adoptada.** Para escoger la solución apropiada se utilizó el método de criterio de evaluación, donde (5) es la más alta y (1) es la más baja. En la Tabla 2, se muestra una tabla de criterios de evaluación para escoger la bancada.

Tabla 2. Criterios de evaluación.

características a evaluar	Boceto 1	Boceto 2	Boceto 3
Resistencia a las vibraciones	4	1	5
Área de trabajo.	3	4	3
Capacidad de carga.	3	2	5
Vida útil.	5	3	5
TOTAL	15	10	18

Fuente: realizada por los autores

- **Características de la solución adoptada.** Para reducir gastos y el tiempo de fabricación de la bancada, se decidió implementar una bancada usada que no presentara ni fisuras, ni desgaste. La bancada adquirida perteneció a una electroerosionadora, que funcionaba con un motor de aceite y sus movimientos se realizaban a fricción y con tornillos sinfín corona. En la Figura 13, se muestra la bancada escogida.

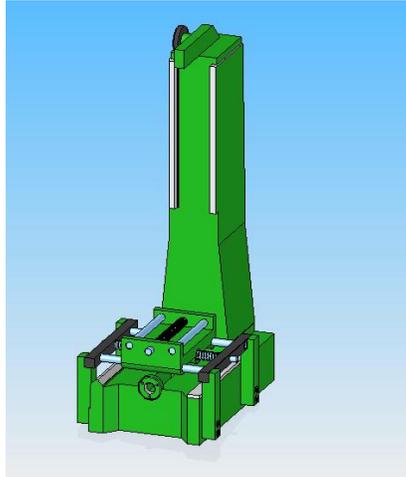


Figura 13. Bancada escogida.

Fuente: realizada por los autores.

Dicha estructura no presenta daños estructurales ni daños por fatiga. Al desmantelar la máquina solo se utilizó la bancada suprimiendo los ejes y los carros de desplazamiento. La bancada tiene una masa aproximada 300 kg, es de fundición y su fecha de construcción no excede los 20 años.

**5.2.2 Elección del mecanismo de transporte.** Se tuvieron en cuenta varios sistemas de guías y husillo para el proyecto:

**5.2.2.1 La primera opción fueron guías lineales con jaula de rodillos (GZB).**

La guía lineal con jaula de rodillos GZB es utilizada para grandes cargas posee alta velocidad, alta precisión, mantenimiento libre a largo plazo. Su funcionamiento consiste en un carril guía con un bloque deslizante de rodillos. Esta idea no se concretó por su alto costo ya que posee todas las condiciones para nuestra aplicación. En la Figura 14, se observa una guía lineal con jaula de rodillos.



Figura 14. Sistema de guía lineal.

Fuente: obtenido el 10 de diciembre 2010. Disponible en internet:  
<<http://www.linearguide.es/products/1-1-1b.jpg>>

**5.2.2.2 La segunda opción fue un tornillo sinfín corona.** Este mecanismo permite transmitir el movimiento entre árboles que se cruzan. El árbol motor coincide siempre con el tornillo sinfín, que comunica el movimiento de giro a la rueda dentada que engrana con él, llamada corona. Una vuelta completa del tornillo provoca el avance de un diente de la corona. Este mecanismo no se escogió por que tiene desventajas que afectan variables primordiales del proyecto las cuales son: la precisión, velocidad y vida útil ya que se genera un desgaste de los dientes de la tuerca conducida. En la Figura 15, se observa un tornillo sinfín corona.



Figura 15. Tornillo sinfín corona.

Fuente: obtenido el 10 de diciembre 2010. Disponible en internet:  
<[http://1.bp.blogspot.com/\\_nEWLI1tVgF0/](http://1.bp.blogspot.com/_nEWLI1tVgF0/)>

**5.2.2.3 La solución adoptada fue hacer una mesa de trabajo CNC.** La mesa de trabajo CNC de precisión fue la escogida por que adopta una guía lineal rodante como soporte y un husillo de bolas como el realizador de movimiento. Es de alta precisión, baja fricción, versátil y posee una estructura compacta. Actualmente es utilizada ampliamente para la medición, soldadura por láser, corte por láser, pegado, perforación, pequeñas máquinas-herramienta CNC, escaneo de rayos, grabadoras y fresadoras, etc. En la Figura 16, se observa una mesa de trabajo CNC.



Figura 16. Mesa de trabajo CNC.

Fuente: obtenido el 10 de diciembre 2010. Disponible en internet:  
<http://www.linearguide.es/5-2-aluminium-alloy-work-table.html>

- **Solución adoptada.** Para escoger la solución apropiada se utilizó el método de criterio de evaluación, donde (5) es la más alta y (1) es la más baja. En la Tabla 3, se muestra una tabla de criterios de evaluación para escoger la bancada.

Tabla 3. Criterios de selección para el mecanismo de transporte.

características a evaluar	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Precisión	4	1	5
Área de trabajo.	3	4	3
Capacidad de carga.	3	2	5
Vida útil.	5	3	5
Tiempo de fabricación	3	3	3
TOTAL	18	13	21

Fuente: realizada por los autores.

**5.2.3 Características de la solución adoptada.** Como se hizo una mesa de trabajo CNC La estructura recibió algunos cambios para poder adecuarlos a los nuevos diseños en cuanto al movimiento de los ejes. Los desplazamientos en XY en la máquina anterior eran por medio de unos tornillos sinfín corona los cuales eran accionados manualmente. La innovación en cuanto al desplazamiento en estos dos ejes XY en la nueva máquina fue por medio de sistemas de guías paralelas cilíndricas con tornillo de bolas recirculantes, estos tornillos van acoplados a los motores mediante poleas mecánicas las cuales reducen la velocidad de trabajo, aumentan el torque y protegen tanto los ejes de los motores como a los mismos motores. En cuanto al eje Z se utilizó un tornillo de bolas recirculantes con un sistema de guías paralelas cilíndricas, la herramienta que hará el corte horizontal en la plaqueta de cobre se conectó a la tuerca del tornillo

por medio de una lámina. En la Figura 17, se observa el CAD de la máquina de circuitos CNC.

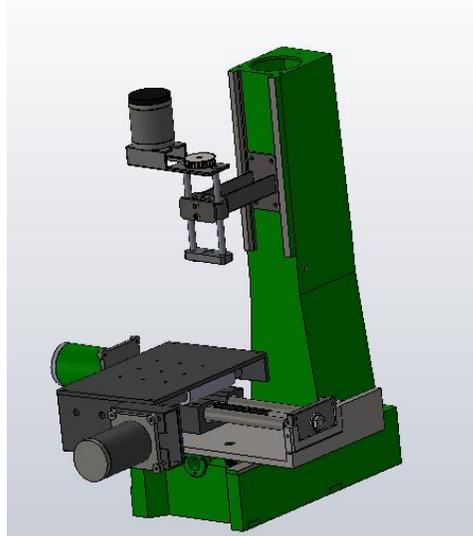


Figura 17. Máquina de circuitos CNC.

Fuente: realizada por los autores.

**5.2.3.1 Piezas mecánicas que conforman la mesa de trabajo CNC.** Las mesas CNC son muy similares y casi todas se arman de la siguiente manera:

- Dos guías redondas que soportan el peso de la pieza a mecanizar y la estructura del carro.
- Rodamientos lineales que son los encargados de evitar el fuerte rozamiento entre el carro y las guías lineales.
- El carro que es el encargado de transportar la pieza a mecanizar.
- Tornillo de bolas recirculantes.
- Rodamientos rígidos de bolas que son los que acoplan el tornillo de bolas a la estructura de la mesa.

- Platinas que son las encargadas de unir y dar estabilidad a las guías, el husillo de bolas y el motor.

**5.2.3.2 Diseño y elección de guías de los ejes X, Y y Z para la estructura final.** Se tuvieron en cuenta varios tipos de guías ya que una mesa CNC puede contener guías de deslizamiento o de rodamiento de diferente estructura como prismáticas, planas en V y de forma cilíndrica se decidió por las cilíndricas por que el ajuste de los rodamientos es más sencillo, existe menos fricción, al haber desgaste, descamación y corrosión será más fácil su desacople del mecanismo para su cambio o mantenimiento. En la Figura 18, se observan diferentes tipos de guías.

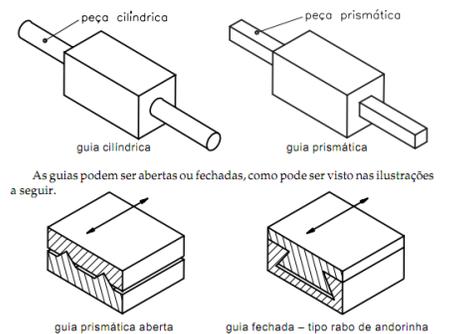


Figura 18. Diferente tipo de guías.

Fuente: catálogo guías y transporte TIMKEN.

- **Cálculos de las guías del eje XY.** A continuación se muestran los cálculos estáticos para encontrar los valores de los diferentes esfuerzos para elegir el material y el diámetro adecuado en las guías con un factor de seguridad de 3. (Véase la Tabla 1). Las guías para los ejes XY se diseñaron para resistir un peso aproximado de 100kg que es el peso de la prensa y de la pieza a mecanizar. En la Figura 19, se observa las guías de máquina de circuitos CNC.



Figura 19. Imagen de las guías del eje X.  
Fuente: tomada por los autores.

Sumatoria de fuerzas en Y=0

$$p1 = 100kg * 9.81 m/s^2$$

$$p1 = 981 N$$

$$ra + rb - 981N = 0$$

Sumatoria de momentos = 0

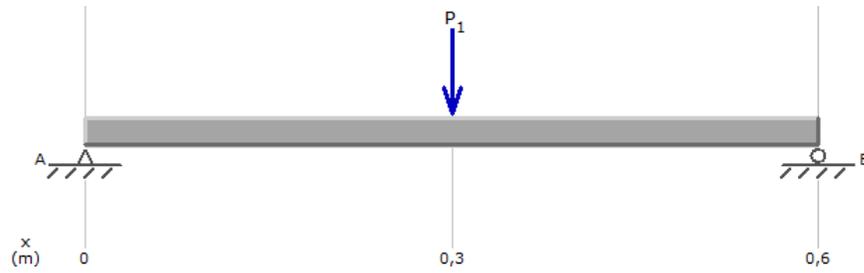
$$(981N * 0.285) + (0.57 * rb) = 0$$

$$\frac{(981N * 0.285)}{0.57} = rb$$

$$rb = 490.5N$$

$$ra = 981N - 490.5N = 490.5N$$

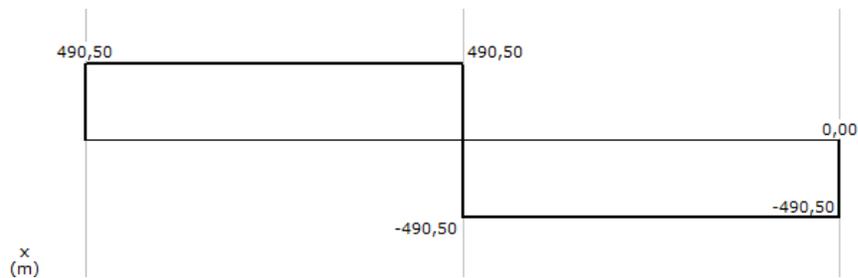
Se colocó la presión en la mitad de la guía donde se genera el mayor esfuerzo. En la Gráfica 4, se observa el diagrama de cargas.



Gráfica 4. diagrama de cargas.

Fuente: realizada por los autores.

Se realizó el diagrama de cortantes para saber el valor de la máxima carga soportada por la guía. En la Gráfica 5, se observa el diagrama de cortante.



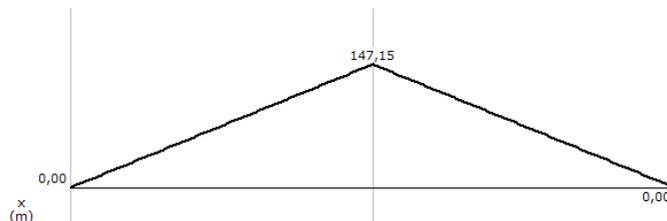
Gráfica 5. Diagrama de cortante.

Fuente: realizada por los autores.

Por el diagrama de cortantes se sabe que la carga máxima que va existir en la guía es 490 N.

Por el diagrama de momentos se puede observar que el momento máximo que existirá en la guía será 147.15 N.m. En la Gráfica 6, se observa el diagrama de momentos.

## Diagrama de momentos



Gráfica 6. Diagrama de momentos.

Fuente: realizada por los autores.

Se obtiene el diámetro mínimo que debe tener la guía, teniendo en cuenta que el material a utilizar por su bajo costo es un acero aisi 1010 laminado en caliente el cual tiene una resistencia a la tensión de 320 MPa y una resistencia a la fluencia de 180 MPa.

Método ASME elíptica para hallar el diámetro del eje por su momento máximo.

$$^{24} d = \left[ \left( \frac{32n}{\pi S_y} \right) [(M^2 + T^2)]^{1/2} \right]^{1/3} \quad (13)$$

$$d = \left[ \left( \frac{32 * 3}{\pi * 180MPa} \right) [(147.15^2 N.m)]^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = 29 \text{ mm}$$

---

<sup>24</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. Mc Graw Hill. 2008. p. 357.

Con este material es conveniente usar una guía circular con mínimo 14.5 mm de radio para soportar un peso de 100 kg.

Método TRESCA para hallar el diámetro del eje por cortante máximo.

$$^{25} d = \sqrt{\frac{8 * n \sqrt{\frac{p^2}{4} + \frac{16v^2}{9}}}{S_y * \pi}} \quad (14)$$

$$d = \sqrt{\frac{8 * 3 \sqrt{\frac{981^2 N}{4} + \frac{16 * 490^2 N}{9}}}{180 MPa * \pi}}$$

$$d = 5.8 \text{ mm}$$

También se analizó la viga colocando la carga en un extremo, ya que el carro longitudinal tiene un movimiento lineal sobre esta. En la Gráfica 7, se observa el diagrama de cargas.



Gráfica 7. Diagrama de cargas.

Fuente: realizada por los autores.

<sup>25</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. Mc Graw Hill. 2008. p. 357.

Se realizó el diagrama de cortantes para saber el valor de la máxima carga soportada por la guía. En la Gráfica 8, se observa el diagrama de cortante.

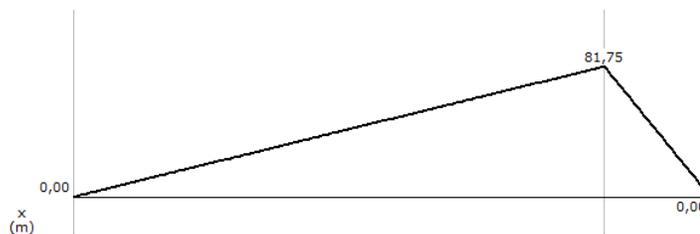


Gráfica 8. Diagrama de cortante.

Fuente: realizada por los autores.

Por el diagrama de cortantes se sabe que la carga máxima que va existir en la guía es 817 N.

Por el diagrama de momentos se puede observar que el momento máximo que existirá en la guía será 81.75 N.m. En la Gráfica 9, se observa el diagrama de momentos.



Gráfica 9. Diagrama de momentos.

Fuente: realizada por los autores.

Sumatoria de momentos = 0

$$(981N * 0.5) + (0.6 * rb) = 0$$

$$\frac{(981N * 0.5)}{0.6} = rb$$

$$rb = 817.5N$$

$$ra = 981N - 817.5N = 163.5N$$

Se obtiene el diámetro mínimo que debe tener la guía, teniendo en cuenta que el material a utilizar por su bajo costo es un acero aisi 1010 laminado en caliente el cual tiene una resistencia a la tensión de 320 MPa y una resistencia a la fluencia de 180 MPa.

Método ASME elíptica para hallar el diámetro del eje por su momento máximo.

Ver la (Ec. 13).

$$d = \left[ \left( \frac{32 * 3}{\pi * 180MPa} \right) [(81.75^2 N.m)]^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = 24 \text{ mm}$$

Con este material es conveniente usar una guía circular con mínimo 12 mm de radio para soportar un peso de 100 kg.

Método TRESCA para hallar el diámetro del eje por cortante máximo.

Ver la (Ec. 14).

$$d = \sqrt{\frac{8 * 3 \sqrt{\frac{981^2 N}{4} + \frac{16 * 817.5^2 N}{9}}}{180 MPa * \pi}}$$

$$d = 7.12 \text{ mm}$$

Al comparar los dos métodos anteriores y con el acero AISI 1010 se puede usar una guía circular con mínimo 14.5 mm de radio para soportar un peso de 100 kg.

Cálculos de la viga por rigidez.

Ecuaciones de singularidad.

$$V_{(x)} = 490.50 \langle x \rangle^0 - 981 \langle x - 0.3 \rangle^0 + 490.50 \langle x - 0.6 \rangle^0$$

Ecuación de cortantes.

$$\int V_{(x)} = M_{(x)} = 490.50 \langle x \rangle^1 - 981 \langle x - 0.3 \rangle^1 + 490.50 \langle x - 0.6 \rangle^1$$

$$\int M_{(x)} = IE \theta_{(x)} = 245.25 \langle x \rangle^2 - 490.5 \langle x - 0.3 \rangle^2 + 245.25 \langle x - 0.6 \rangle^2 + C_1$$

$$IE \int \theta_{(x)} = IE Y_{(x)} = 81.7 \langle x \rangle^3 - 163.5 \langle x - 0.3 \rangle^3 + 81.7 \langle x - 0.6 \rangle^3 + C_1 x + C_2$$

Para hallar las constantes C1 y C2 se utilizan las condiciones de frontera que son [x=0, Y=0] y [x=0.6, Y=0].

$$0 = 81.7 < 0.6 >^3 - 163.5 < 0.3 >^3 + 81.7 < 0 >^3 + C_1 * 0.6$$

$$C_1 = \frac{17.64 - 4.41}{-0.6} = -22.05$$

$$IEY_{(x)} = 81.7 < x >^3 - 163.5 < x - 0.3 >^3 + 81.7 < x - 0.6 >^3 - 22.05x$$

Se requiere hallar la deformación máxima en el punto  $x=0.3m$ . En una sección transversal circular en acero AISI 1010, con un modulo de elasticidad de 205 GPA.

$$IEY_{(x)} = 81.7 < 0.3 >^3 + 81.7 < -0.3 >^3 - 22.05(0.3)$$

$$\frac{24^4}{4} (205GPa)(Y) = 2.20 - 2.20 - 6.15$$

$$Y = \frac{-6.15}{\pi \frac{0.029^4}{4} (205GPa)}$$

$$Y = 0.05mm$$

La deformación de la viga será 0.05 mm con un diámetro mínimo de 29 mm.

• **Cálculos de las guías del eje Z.** A continuación se muestran los cálculos estáticos para encontrar los valores de los diferentes esfuerzos para elegir el material y el diámetro adecuado en las guías con un factor de seguridad de 3. (Véase la Tabla 1).

Las guías para del eje Z se diseñaron para resistir un peso aproximado de 10kg, puesto que al ser un lápiz el cual hace el dibujo las fuerzas que se ejercen en las guías son muy pequeñas.

Se encontraron las reacciones en el eje.

$$p1 = 10kg * 9.81 m/s^2$$

$$p1 = 98.1 N$$

Sumatoria de fuerzas Y= 0

$$ra + rb - 98.1N = 0$$

Sumatoria de momentos = 0

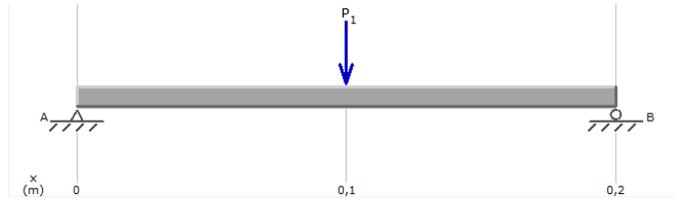
$$(98.1N * 0.1125) + (0.225 * rb) = 0$$

$$\frac{(98.1N * 0.1125)}{0.225} = rb$$

$$rb = 49.05N$$

$$ra = 98.1N - 49.05N = 49.05N$$

Se colocó la presión al final de la guía que es donde se concentra el mayor esfuerzo. En la Gráfica 10, se observa el diagrama de cargas.



Gráfica 10. Diagrama de cargas.  
Fuente: realizada por los autores.

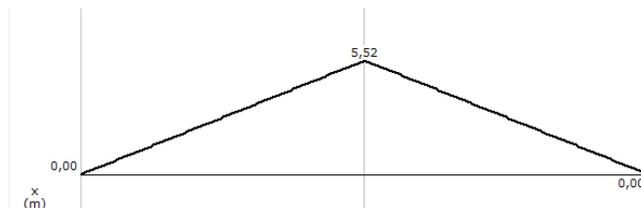
Se realizó el diagrama de cortantes para saber el valor de la máxima carga soportada por la guía. En la Gráfica 11, se observa el diagrama de cortante.



Gráfica 11. Diagrama de cortante.  
Fuente: realizada por los autores.

Por el diagrama de cortante se sabe que la carga máxima que va existir en la guía es 49.05 newton.

Con el diagrama de momentos se obtiene el momento máximo que existirá en la guía el cual es 5.52 N.m. En la Gráfica 12, se observa el diagrama de momentos.



Gráfica 12. Diagrama de momentos.  
Fuente: realizada por los autores.

Se calcula el diámetro mínimo que debe tener la guía, teniendo en cuenta que el material a utilizar por su bajo costo es un acero aisi 1010 laminado en caliente el cual tiene una resistencia a la tensión de 320 MPa y una resistencia a la fluencia de 180MPa.

Método ASME elíptica para hallar el diámetro del eje por su momento máximo.

Ver la (Ec. 13).

$$d = 9.8 \text{ mm}$$

Con este material se puede usar una guía circular con mínimo 4.9 mm de radio para soportar un peso de 10 kg.

Método TRESCA para hallar el diámetro del eje por cortante máximo.

Ver la (Ec. 14).

$$d = 1.9 \text{ mm}$$

Al comparar los dos métodos anteriores y con el acero AISI 1010 es conveniente usar una guía circular con mínimo 4 mm de radio para soportar un peso de 10 kg.

Cálculos de la viga por rigidez.

Ecuaciones de singularidad.

$$V_{(x)} = 49.50 \langle x \rangle^0 - 98.1 \langle x - 0.1125 \rangle^0 + 49.50 \langle x - 0.22 \rangle^0$$

Ecuación de cortantes.

$$\int V_{(x)} = M_{(x)} = 49.50 \langle x \rangle^1 - 98.1 \langle x - 0.11 \rangle^1 + 49.50 \langle x - 0.22 \rangle^1$$

$$\int M_{(x)} = IE\theta_{(x)} = 24.75 \langle x \rangle^2 - 49.05 \langle x - 0.11 \rangle^2 + 24.75 \langle x - 0.22 \rangle^2 + C_1$$

$$IE \int \theta_{(x)} = IEY_{(x)} = 8.25 \langle x \rangle^3 - 16.3 \langle x - 0.11 \rangle^3 + 8.25 \langle x - 0.22 \rangle^3 + C_1x + C_2$$

Para hallar las constantes C1 y C2 se utilizan las condiciones de frontera que son [x=0, Y=0] y [x=0.225, Y=0].

$$0 = 8.25 \langle 0.22 \rangle^3 - 16.3 \langle 0.11 \rangle^3 + 8.25 \langle 0 \rangle^3 + C_1 * 0.2$$

$$C_1 = \frac{0.087 - 0.021}{-0.22} = -0.3$$

$$IEY_{(x)} = 8.25 \langle x \rangle^3 - 16.3 \langle x - 0.3 \rangle^3 + 8.25 \langle x - 0.6 \rangle^3 - 0.3x$$

Se requiere hallar la deformación máxima en el punto x=0.3m. En una sección transversal circular en acero AISI 1010 con un modulo de elasticidad de 205 GPA.

$$IEY_{(x)} = 8.25 \langle 0.11 \rangle^3 + 16.3 \langle -0.11 \rangle^3 - 0.3(0.11)$$

$$\frac{24^4}{4} (187GPa)(Y) = 0.033$$

$$Y = \frac{-0.033}{\pi \frac{0.0098^4}{4} (205GPa)}$$

$$Y = 0.02mm$$

La deformación de la viga será 0.02 mm con un diámetro mínimo de 9.8 mm.

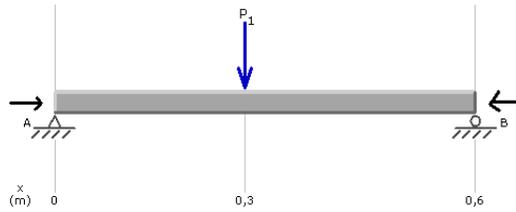
**5.2.3.3 Diseño y elección de rodamientos lineales de bolas para las guías de los ejes XYZ.** Los rodamientos lineales de bolas son los encargados de unir las guías con el carro de la mesa CNC, permitiendo que el carro se pueda deslizar fácilmente. En la Figura 20, se observa un rodamiento lineal de bolas.



Figura 20. Rodamientos lineales de bolas.

Fuente: catálogo de rodamientos SKF.

- **Cálculos de los rodamientos lineales de bolas para los ejes XY.** Es necesario hallar las reacciones en las guías para hacer el cálculo de los rodamientos a utilizar. En la Gráfica 13, se observa el diagrama de cargas.



Gráfica 13. Diagrama de reacciones y cargas.

Fuente: realizada por los autores

Se encuentran las reacciones de la guía

$$p1 = 100kg * 9.81 m/s^2$$

$$p1 = 981 N$$

Sumatoria de fuerzas Y= 0

$$ra + rb - 981N = 0$$

Sumatoria de momentos = 0

$$(981N * 0.285) + (0.57 * rb) = 0$$

$$\frac{(981N * 0.285)}{0.57} = rb$$

$$rb = 490.5N$$

$$ra = 981N - 490.5N = 490.5N$$

$$r_a = 490.5N$$

$$r_b = 490.5N$$

Capacidad de carga y vida.

Tiempo de horas a resistir.

L10h= duración nominal en horas de servicio.

N= velocidad constante de rotación.

Fa= fuerza axial.

Fr= fuerza radial.

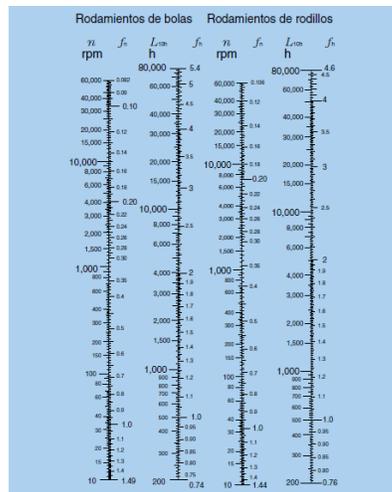
L10= duración nominal en revoluciones.

C= capacidad de carga dinámica.

P= exponente de la fórmula de duración.

Po= carga estática equivalente.

En la Gráfica 14, se observa la capacidad de vida de los rodamientos lineales.



Gráfica 14. Capacidad de vida.

Fuente: catálogo de rodamientos lineales SKF.

$$l_{10h} = 45000 \text{ horas}$$

$$N = 387.5 \text{ rpm}$$

$$F_a = 490.50 \text{ N}$$

$$f_r = 490.50 \text{ N}$$

$$l_{10} = 4000 \text{ rpm}$$

$$^{26} \frac{c}{p} = L_{10}^{\frac{1}{p}} \quad (15)$$

$$\frac{c}{p} = 26$$

$$p_o = 490.50 \text{ N}$$

Funcionamiento silencioso.

$$^{27} S_o = 2 \quad (16)$$

Co= capacidad de carga estática.

---

<sup>26</sup> SKF. Rodamientos SKF. México. 10 de enero del 2011. p. 28.

<sup>27</sup> SKF. Rodamientos SKF. México. 10 de enero del 2011. p. 43.

$$^{28} Co = So * Po \quad (17)$$

$$Co = (2 * 490.50N) = 981 N$$

El rodamiento lineal de bolas soporta carga radial y axial.

$$^{29} \frac{Fa}{Co} = \frac{490.5 N}{981 N} = 0.5 \quad (18)$$

Por interpolación de la Figura 28.

$$e = 0.25$$

$$^{30} \frac{Fa}{Fr} = 1 \quad (19)$$

$$x = 0.56$$

$$y = 0$$

Cargas equivalentes de los rodamientos.

$$^{31} P = xFr + YFa \quad (20)$$

$$P = 274.68 N$$

---

<sup>28</sup> Ibid., P. 42.

<sup>29</sup> Ibid., P. 44.

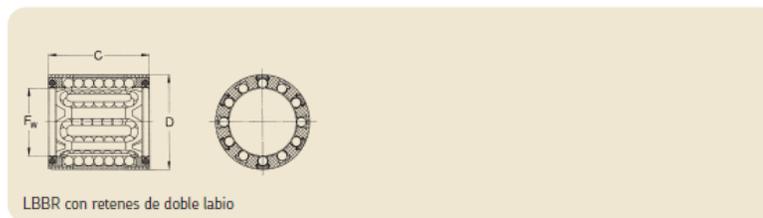
<sup>30</sup> SKF. Rodamientos SKF. México. 10 de enero del 2011. p. 115.

<sup>31</sup> Ibid., P. 115.

$$\frac{c}{p} = 18$$

$$c = 4944.24 \text{ N}$$

Por la Figura 21, se escogen los rodamientos por la capacidad de carga estática 981 N y carga dinámica 4944.24 N.



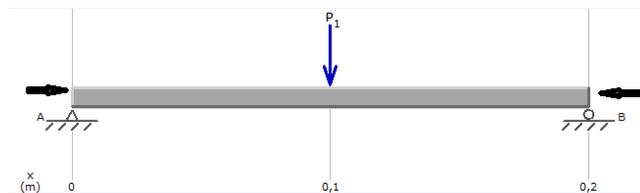
Dimensiones	Núm. De hileras de bolas	Cargas básicas nominales		Masa	Designaciones					
		din. C	est. C <sub>0</sub>		Rodamientos lineales a bolas diseño estándar		acero inoxidable diseño estándar			
F <sub>w</sub>	D	C	N		kg	con 2 retenes de doble labio		con 2 retenes de doble labio		
mm										
3	7	10	4	60	44	0,0007	LBBR 3 <sup>ni</sup>	LBBR 3-2LS <sup>ni</sup>	LBBR 3/HV6 <sup>ni</sup>	LBBR 3-2LS/HV6 <sup>ni</sup>
4	8	12	4	75	60	0,001	LBBR 4 <sup>ni</sup>	LBBR 4-2LS <sup>ni</sup>	LBBR 4/HV6 <sup>ni</sup>	LBBR 4-2LS/HV6 <sup>ni</sup>
5	10	15	4	170	129	0,002	LBBR 5 <sup>ni</sup>	LBBR 5-2LS <sup>ni</sup>	LBBR 5/HV6 <sup>ni</sup>	LBBR 5-2LS/HV6 <sup>ni</sup>
6	12	22 <sup>ni</sup>	4	335	270	0,006	LBBR 6A	LBBR 6A-2LS	LBBR 6A/HV6	LBBR 6A-2LS/HV6
8	15	24	4	490	355	0,007	LBBR 8	LBBR 8-2LS	LBBR 8/HV6	LBBR 8-2LS/HV6
10	17	26	5	585	415	0,011	LBBR 10	LBBR 10-2LS	LBBR 10/HV6	LBBR 10-2LS/HV6
12	19	28	5	695	510	0,012	LBBR 12	LBBR 12-2LS	LBBR 12/HV6	LBBR 12-2LS/HV6
14	21	28	5	710	530	0,013	LBBR 14	LBBR 14-2LS	LBBR 14/HV6	LBBR 14-2LS/HV6
16	24	30	5	930	630	0,018	LBBR 16	LBBR 16-2LS	LBBR 16/HV6	LBBR 16-2LS/HV6
20	28	30	6	1 160	800	0,021	LBBR 20	LBBR 20-2LS	LBBR 20/HV6	LBBR 20-2LS/HV6
25	35	40	7	2 120	1 560	0,047	LBBR 25	LBBR 25-2LS	LBBR 25/HV6	LBBR 25-2LS/HV6
30	40	50	8	3 150	2 700	0,070	LBBR 30	LBBR 30-2LS	LBBR 30/HV6	LBBR 30-2LS/HV6
40	52	60	8	5 500	4 500	0,130	LBBR 40	LBBR 40-2LS	LBBR 40/HV6	LBBR 40-2LS/HV6
50	62	70	9	6 950	6 300	0,18	LBBR 50	LBBR 50-2LS	LBBR 50/HV6	LBBR 50-2LS/HV6

Figura 21. Rodamientos lineales del mercado.

Fuente: catálogo de rodamientos SKF.

Se necesitan cuatro rodamientos lineales de bolas de referencia LBBR 30.

- **Cálculos de los rodamientos lineales de bolas para las guías del eje Z.** Es necesario hacer el esquema de las reacciones en las guías para poder hacer el cálculo de los rodamientos a utilizar. En la Gráfica 15, se observa el diagrama de cargas.



Gráfica 15. Diagrama de reacciones y cargas.

Fuente: realizada por los autores.

Se encuentran las reacciones de la guía

$$p1 = 10kg * 9.81 m/s^2$$

$$p1 = 98.1 N$$

Sumatoria de fuerzas Y= 0

$$ra + rb - 98.1N = 0$$

Sumatoria de momentos = 0

$$(98.1N * 0.1125) + (0.225 * rb) = 0$$

$$\frac{(98.1N * 0.1125)}{0.225} = rb$$

$$rb = 49.05N$$

$$r_a = 98.1N - 49.05N = 49.05N$$

$$r_a = 49.05N$$

$$r_b = 49.05 N$$

Capacidad de carga y vida.

Tiempo de horas a resistir.

L10h= duración nominal en horas de servicio.

N= velocidad constante de rotación.

Fa= fuerza axial.

Fr= fuerza radial.

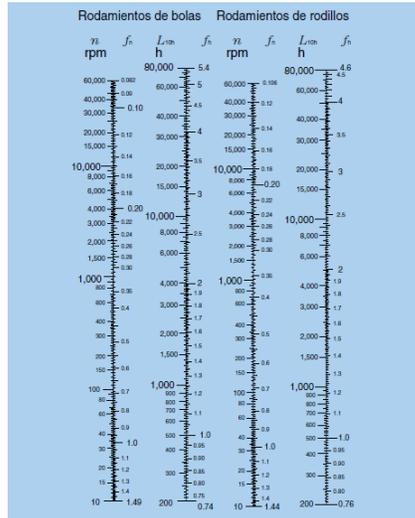
L10= duración nominal en revoluciones.

C= capacidad de carga dinámica.

P= exponente de la fórmula de duración.

Po= carga estática equivalente.

En la Gráfica 16, se observa la capacidad de vida de los rodamientos lineales.



Gráfica 16. Capacidad de vida.

Fuente: catálogo de rodamientos lineales SKF.

$$l_{10h} = 45000 \text{ horas}$$

$$N = 387.5 \text{ rpm}$$

$$Fa = 49.05 \text{ N}$$

$$fr = 49.05.1 \text{ N}$$

$$l_{10} = 4000 \text{ rpm}$$

Ver la (Ec.15)

$$\frac{c}{p} = 26$$

$$po = 49.76 \text{ N}$$

Funcionamiento silencioso.

$$S_o = 2$$

Co= capacidad de carga estática.

Ver la (Ec. 17)

$$C_o = (2 * 49.05N) = 98.1 N$$

Rodamiento lineal de bolas soporta carga radial y axial.

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{49.05 N}{98.1 N} = 0.5$$

Por interpolación de la Figura 28.

$$e = 0.25$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 1$$

$$x = 0.56$$

$$y = 0$$

Cargas equivalentes de los rodamientos

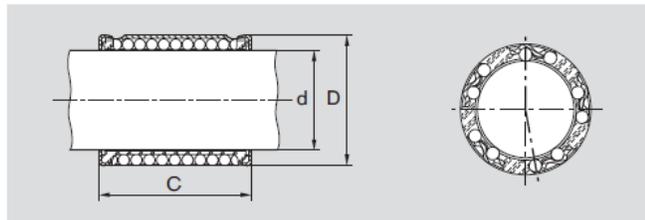
Ver la (Ec. 20)

$$P = 27.48 \text{ N}$$

$$\frac{c}{p} = 18$$

$$c = 494.64 \text{ N}$$

Por la Figura 22, se escojen los rodamientos por la capacidad de carga estática 98.1N y carga dinámica 494.64 N.



Medidas (mm)			Hileras de bolas	Capacidades de carga (N)		anticorrosivo	
$\varnothing d$	D	C $\pm 0.2$		normal din. C	min.	máx.	min.
8	15	24	4	500	580	350	410
10	17	26	5	600	720	420	500
12	19	28	5	730	870	510	610
16	24	30	5	950	1120	660	780
20	28	30	6	1120	1410	780	990
25	35	40	6	2330	2930	1630	2050
30	40	50	6	3060	3250	2140	2700
40	52	60	6	5040	6380	3520	4470

Figura 22. Rodamientos lineales del mercado.

Fuente: catálogo de rodamientos SKF.

Se necesitan dos rodamientos lineales de bolas de referencia Eline R0658.

**5.2.3.4 Selección de los tornillos de bolas recirculantes.** Transmisión por tornillo de bolas: los tornillos de bolas usan bolillas, perdigones recirculantes para reducir fricción y ganar mayor eficiencia que los de tornillo convencional. En la Figura 23, se puede observar un husillo de bolas.

Ventajas:

- Puede estar sin lubricación.
- Insensible a la suciedad.
- Libre de corrosión.
- Bajo ruido.
- Libre de mantenimiento.
- Amortigua las vibraciones.

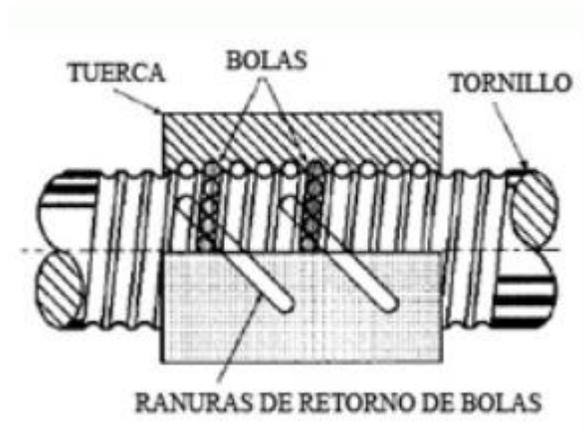


Figura 23. Husillo de bolas.

Fuente: catálogo de husillo de bolas NIASA.

• **Cálculos y selección del tornillo de bolas de los ejes XY.** Así como la tuerca del husillo, el propio husillo tiene una influencia igual a la operación y el comportamiento del sistema lineal. Se recomienda que tanto la tuerca de husillo y

el husillo se compren a un solo proveedor. Los husillos se prueban con calibres de hilo correspondientes a la norma DIN 103. La selección del material depende en gran medida del material de la tuerca de husillo, en general los tornillos y las tuercas de rosca pueden ser hechas con acero, acero inoxidable o aluminio anodizado duro<sup>32</sup>.

Carga de compresión.

$F_{AD}$  = Carga de compresión que será menor o igual que la capacidad de carga estática (N).

$F_K$  = Carga de columna se obtiene de la fórmula de Euler o del diagrama de carga de columna (N).

$F_C$  = Factor de corrección según el tipo de montaje.

$C$  = Factor de seguridad recomendado por el fabricante 0.5.

Como el montaje contiene dos soportes a cada extremo y según la Tabla 3. El valor de  $F_c=1$ . En la Tabla 3, se pueden observar los factores de los tipos de montajes de un husillo de bolas.

Tabla 4. Tipos de montaje.

$F_c$	Tipo de montaje
0.25	Un punto fijo y otro libre
1.00	Los dos puntos apoyados
2.00	Uno fijo y el otro apoyado
4.00	Los dos puntos fijos

Fuente: realizada por los autores.

---

<sup>32</sup> KORTA. Catálogo técnico. España. 10 de febrero del 2012. p. 6.

En la Figura 24, se pueden observar los tipos de montajes de un husillo de bolas.

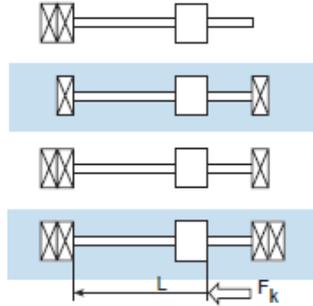
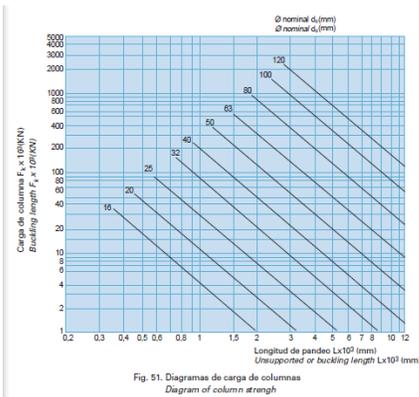


Figura 24. Tipos de montaje.

Fuente: catálogo técnico KORTA.

En la Gráfica 17, se observa la capacidad de carga de columna la cual es  $F_K = 1.5$  KN.



Gráfica 17. Capacidad de carga de columna de los husillos de bolas.

Fuente: catálogo de husillo de bolas NIASA.

$$33 \quad F_{AD} = F_K * F_C * C \quad (21)$$

$$F_{AD} = 1.5KN * 1 * 0.5$$

$$F_{AD} = 750N$$

<sup>33</sup> KORTA. Catalogo técnico. España. 10 de febrero del 2012. p. 46.

Carga de tensión.

P = Carga a tensión permitida.

q = Esfuerzo de tracción permitido.

dr = diámetro del eje del tornillo.

El esfuerzo de tracción permitido está definido por el fabricante es q = 379.225 MPa.

$${}^{34} P_{cr} = q \times \frac{(\pi \times dr^2)}{4} \quad (22)$$

$$P_{cr} = (379.225 \text{ Mpas}) \times \frac{(\pi \times (0.019\text{m})^2)}{4}$$

$$P_{cr} = (379.225\text{Mpas})(2.835 \times 10^{-4})$$

$$P_{cr} = 107521.18 \text{ N}$$

Velocidad máxima permitida.

Nc1 = Velocidad máxima permitida (rpm).

n<sub>cr</sub> = velocidad crítica (rpm).

F<sub>cr</sub> = factor de corrección según tipo de montaje.

C = Coeficiente de seguridad 0.5.

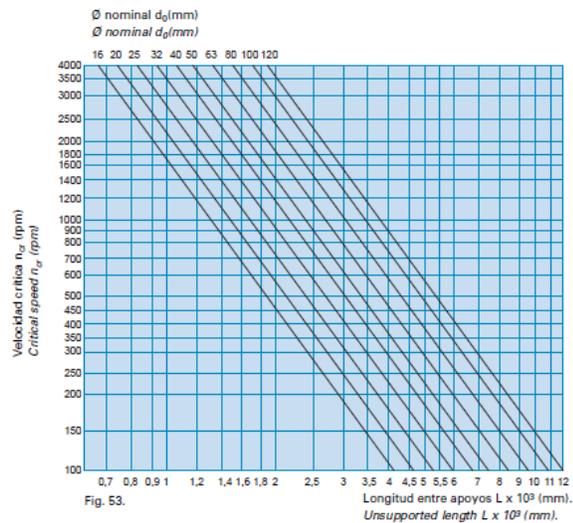
---

<sup>34</sup> KORTA. Catálogo técnico. España. 10 de febrero del 2012. p. 48.

$$^{35} Nc1 = n_{cr} * f_{cr} * 0.5 \quad (23)$$

Como el montaje contiene dos soportes a cada extremo y según la información de la Tabla 3. El valor de  $F_{cr} = 1$ ,

En la Gráfica 18, se observan las velocidades críticas de los husillos de bolas el cual es igual a 100 rpm.



Gráfica 18. Velocidades críticas de los husillos de bolas.

Fuente: catálogo de husillo de bolas NIASA.

$$Nc1 = 100rpm * 1 * 0.5$$

$$Nc1 = 50 rpm$$

Capacidad de carga estática modificada.

$C_{am}$  = Capacidad de carga estática modificada. (N).

---

<sup>35</sup> Ibid., p 49.

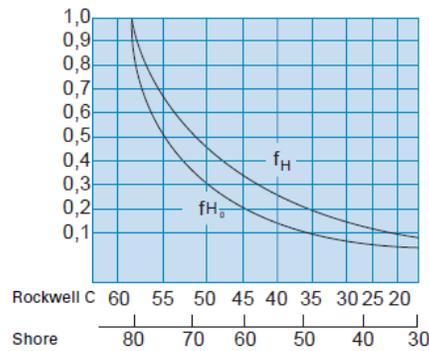
$C_A$  = Capacidad de carga estática. (N).

$F_{ho}$  y  $F_h$  = Factores de dureza.

$F_{ac}$  = Factor de tolerancia de fabricación.

$F_m$  = Factor que tiene en cuenta los diferentes métodos de fusión de acero.

Por la Gráfica 19, y las especificaciones del tornillo se sabe que  $F_{ho}$  y  $F_h$  son iguales a 1.



Gráfica 19 coeficiente de dureza

Fuente: catálogo técnico KORTA.

Por las especificaciones del tornillo se sabe que  $F_{ac}$  es igual a 1. En la Tabla 4, se muestran las clases de tolerancias.

Tabla 5. Clase tolerancias.

Clase de tolerancia	1-5	7	10
$F_{ac}$	1	0.9	0.7

Fuente: realizada por los autores.

Por las especificaciones del tornillo se sabe que  $F_m$  es igual a 1.25. En la tabla 5, se muestran los factores de fusión.

Tabla 6. Factor de modelos de fusión de acero.

Acero de fusión normal	$F_m=1$
Acero de fusión con desgasificación al vacío	$F_m=1.25$
Acero refundido bajo escoria	$F_m=1.44$
Acero refundido dos veces al vacío	$F_m=1.71$

Fuente: realizada por los autores.

$$^{36} f_s = C_{OM}/F_{max} \quad (24)$$

Los valores que generalmente se toman para  $F_s= 1/2$ . Para operaciones normales.

$$0.5 = \frac{C_{OM}}{981N}$$

$$C_{OM} = 981N * 0.5 = 490N$$

$$^{37} C_o = \frac{Com}{F_{ho} * F_{ac}} \quad (25)$$

$$C_o = \frac{490N}{1} = 490N$$

Capacidad de carga dinámica modificada.

$C_{am}$  = Capacidad de carga dinámica modificada (N).

$C_A$  = Capacidad de carga dinámica (N).

---

<sup>36</sup> KORTA. Catálogo técnico. España. 10 de febrero del 2012. p. 51.

<sup>37</sup> Ibid., p. 50.

$$^{38} C_{AM} = 0.01F_M(60 * N_m * l_h) \quad (26)$$

$$C_{AM} = 0.01 * 750N(60 * 750rpm * 18000)^{1/3}$$

$$C_{AM} = 6991.27N$$

$$^{39} C_{AM} = C_A * F_h * F_{ac} * F_M \quad (27)$$

$$C_A = C_{AM}/(F_h * F_{ac} * F_M)$$

$$C_A = 4561.65N/(1 * 1 * 1.25)$$

$$C_A = 5593.01N$$

$$C_A = 570.71kgf$$

Duración de vida en vueltas.

L= Duración de vida (en revoluciones).

F<sub>M</sub>= Carga media equivalente.

$$^{40} L = (C_{AM}/F_M)^3 * 10^6 \quad (28)$$

$$L = \left(\frac{6991.27}{750}\right)^3 * 10^6$$

---

<sup>38</sup> Ibid., p. 50.

<sup>39</sup> KORTA. Catalogo técnico. España. 10 de febrero del 2012. p 50.

<sup>40</sup> KORTA. Catalogo técnico. España. 10 de febrero del 2012. p. 52.

$$L = 809.9 * 10^6 \text{ vueltas}$$

Duración de vida en horas.

$L_h$  = Duración de vida (en revoluciones).

$N_m$  = Velocidad media.

$$^{41} L_h = \frac{L}{60N_m} \quad (29)$$

$$L_h = \frac{224.999 * 10^6}{60 * 750} = 17999 \text{ Horas}$$

Se obtiene una duración de vida cercana a la vida deseada del husillo. La cual corresponde a 18000 horas, en maquinaria que opera 8 horas al día en trabajo continuo.

Rigidez del husillo.

$K_s$  = Rigidez axial del eje del husillo (N/ $\mu$ m).

$A$  = Sección transversal del eje del tornillo (mm<sup>2</sup>).

$E$  = Módulo de elasticidad (n/mm<sup>2</sup>).

$L$  = Longitud entre apoyos (m).

Ya teniendo el área se aplica la ecuación de rigidez axial del eje del tornillo.

---

<sup>41</sup> KORTA. Catálogo técnico. España. 10 de febrero del 2012. p. 53.

$$^{42} K_S = \frac{\pi * r^2 * E * 10^{-3}}{l} * 10 \quad (30)$$

$$K_S = \frac{\pi(8)^2(21000)10^{-3}}{600} * 10$$

$$K_S = 703.71 \text{ N}/\mu\text{m}$$

Rigidez de la tuerca.

$K_n$  = Rigidez de la tuerca (N/ $\mu\text{m}$ ).

$D$  = Diámetro exterior de la tuerca (mm).

$E$  = Módulo de elasticidad (n/mm<sup>2</sup>).

$D_c$  = Diámetro formado por la zona de contacto de las bolas en la tuerca (mm).

$\alpha$  = Ángulo de contacto.

$i$  = número de circuitos de la tuerca.

$P_h$  = Paso de la tuerca.

$$^{43} K_n = \frac{2E * \tan(\alpha) * \pi * i * P_H * 1.546}{(1 + \frac{D^2 + D_c}{D^2 - D_c})10^3} * 10 \quad (31)$$

$$K_n = \frac{2 * 21000 * 1 * \pi * 2 * 6 * 1.546}{(1 + 4.33)x10^3} * 10$$

$$K_n = 4.5926x^3 \text{ N}/\mu\text{m}$$

La rigidez total del sistema es:

---

<sup>42</sup> KORTA. Catálogo técnico. España. 10 de febrero del 2012. p. 63.

<sup>43</sup> KORTA. Catálogo técnico. España. 10 de febrero del 2012. p. 63.

$$^{44} Kt = Kn + Ks \quad (32)$$

$$Kt = 4.5926 \times 10^3 \text{ N}/\mu\text{m} + 703.71 \text{ N}/\mu\text{m}$$

$$Kt = 4.5926 \times 10^3 \text{ N}/\mu\text{m} + 703.71 \text{ N}/\mu\text{m}$$

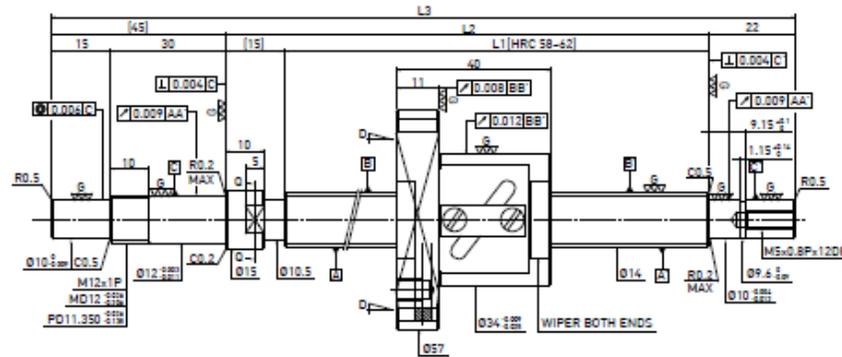
$$Kt = 5.296 \times 10^3 \text{ N}/\mu\text{m}$$

$$Kt = 540.43 \text{ Kg}/\mu\text{m}$$

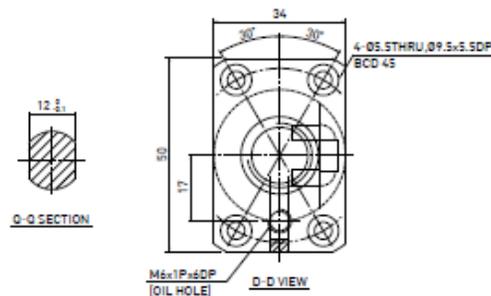
El tipo de tuerca y tornillo son del tipo (SHAFT OD 14, LEAD 5) y se escogen en la Figura 25, teniendo en cuenta su capacidad de carga dinámica 570.71 kgf y su rigidez 540.43 kgf/ $\mu\text{m}$ .

---

<sup>44</sup> KORTA. Catálogo técnico. España. 10 de febrero del 2012. p. 63.



Ball screw Data	
Direction	Right Hand
Lead (mm)	5
Lead Angle	4.22°
P.C.D (mm)	14.6
Steel Ball (mm)	Ø3.175
Circuits	2.5x1
Dynamic Load C (Kgf)	448      710
Static Load Co (Kgf)	688      1215
Axial Play (mm)	0      0.005 MAX
Drag Torque (Kgf-cm)	0.15~0.70      0.2 MAX
Spacer Ball	1 : 1      -



Unit : mm

Stroke	HIWIN Code	L1	L2	L3	Accuracy grade
100	R14-5B1-FSW-189-271-0.008	189	204	271	3
150	R14-5B1-FSW-239-321-0.008	239	254	321	3
250	R14-5B1-FSW-339-421-0.008	339	354	421	3
350	R14-5B1-FSW-439-521-0.008	439	454	521	3
450	R14-5B1-FSW-539-621-0.008	539	554	621	3
600	R14-5B1-FSW-689-771-0.008	689	704	771	3

Figura 25. Medidas de husillo de bolas.

Fuente: catálogo de husillo de bolas KORTA

### • Cálculos y selección del tornillo de bolas del eje Z.

Carga axial admisible.

Carga de compresión

$F_{AD}$  = Carga de compresión que será menor o igual que la capacidad de carga estática (N).

$F_K$  = Carga de columna se obtiene de la fórmula de Euler o del diagrama de carga de columna (N).

$F_C$  = Factor de corrección según el tipo de montaje.

C = Factor de seguridad recomendado por el fabricante 0.5.

Como el montaje tiene dos soportes a cada extremo y según la Tabla 3. El valor de  $F_c=1$ .

Por la Gráfica 14, se sabe que  $F_K$  es igual a 1.8 KN.

Ver la (Ec. 21).

$$F_{AD} = 900N$$

Carga de tensión.

P = Carga a tensión permitida.

q = Esfuerzo de tracción permitido.

dr = diámetro del eje del tornillo.

El esfuerzo de tracción permitido está definido por el fabricante es  $q = 379.225$  MPa.

Ver la (Ec. 22)

$$P_{cr} = 19061.9 N$$

Velocidad máxima permitida.

$n_{c1}$  = Velocidad máxima permitida (rpm)

$n_{cr}$  = velocidad critica (rpm)

$F_{cr}$  = factor de corrección según tipo de montaje.

C = Coeficiente de seguridad 0.5.

Como el montaje contiene un soporte en cada extremo y según la Tabla 3, El valor  $F_{cr} = 0.25$ .

Por la Gráfica 15, se sabe que  $n_{cr}$  es igual a 700 rpm.

Ver la (Ec. 23)

$$Nc1 = 350 \text{ rpm}$$

Capacidad de carga estática modificada.

$C_{am}$  = Capacidad de carga estática modificada. (N).

$C_A$  = Capacidad de carga estática. (N).

$F_{ho}$  y  $F_h$  = Factores de dureza.

$F_{ac}$  = Factor de tolerancia de fabricación.

$F_m$  = Factor que tiene en cuenta los diferentes métodos de fusión de acero.

Por la Gráfica 19, y las especificaciones del tornillo se sabe que  $F_{ho}$  y  $F_h$  son iguales a 1.

Por las especificaciones del tornillo y la Tabla 4, se sabe que  $F_{ac}$  es igual a 1.

Por las especificaciones del tornillo y la Tabla 5, se sabe que  $F_m$  es igual a 1.25.

Los valores que generalmente se toman para  $F_s = \frac{1}{2}$ . Para operaciones normales.

Ver la (Ec. 24).

$$C_{OM} = 98.1N * 0.5 = 49.05N$$

Ver la (Ec. 25).

$$C_O = \frac{49.05N}{1} = 49.05N$$

Capacidad de carga dinámica modificada.

$C_{am}$  = Capacidad de carga dinámica modificada. (N).

$C_A$  = Capacidad de carga dinámica. (N).

Ver la (Ec. 26).

$$C_{AM} = 0.01 * 900N(60 * 200rpm * 18000)^{1/3}$$

$$C_{AM} = 5400 N$$

Ver la (Ec. 27).

$$C_A = 1368.49N/(1 * 1 * 1.25)$$

$$C_A = 4320N$$

$$C_A = 440.8 kgf$$

Duración de vida en vueltas.

L= Duración de vida (en revoluciones).

F<sub>M</sub>= Carga media equivalente.

Ver la (Ec. 28).

$$L = \left(\frac{5400}{900}\right)^3 * 10^6$$

$$L = 216 * 10^6 \text{ vueltas}$$

Duración de vida en horas.

L<sub>h</sub>= Duración de vida (en revoluciones).

N<sub>m</sub>= Velocidad media.

Ver la (Ec. 29).

$$L_h = \frac{260 * 10^6}{60 * 200} = 17999.74 \text{ Horas}$$

Se obtiene una duración de vida muy similar a la deseada del husillo. La cual corresponde a 18000 horas, en maquinaria que opera 8 horas al día en trabajo continuo.

Especificaciones de los requisitos de precisión.

Rigidez del husillo.

K<sub>s</sub> = Rigidez axial del eje del husillo (N/μm).

A = Sección transversal del eje del tornillo (mm<sup>2</sup>).

E = Módulo de elasticidad (n/mm<sup>2</sup>).

L = Longitud entre apoyos (m).

Ya teniendo el área se aplica la ecuación de rigidez axial del eje del tornillo.

Ver la (Ec. 30).

$$K_s = \frac{\pi(8)^2(21000)10^{-3}}{225} * 10$$

$$K_s = 187.65 \text{ N}/\mu\text{m}$$

Rigidez de la tuerca.

$K_n$  = Rigidez de la tuerca (N/ $\mu\text{m}$ ).

D = Diámetro exterior de la tuerca (mm).

E = Módulo de elasticidad (n/mm<sup>2</sup>).

$D_c$  = Diámetro formado por la zona de contacto de las bolas en la tuerca (mm).

$\alpha$  = Ángulo de contacto.

$i$  = Número de circuitos de la tuerca.

$P_h$  = Paso de la tuerca.

Ver la (Ec. 31).

$$K_n = \frac{2 * 21000 * 1 * \pi * 2 * 5 * 1.546}{(1 + 1.6) \times 10^3} * 10$$

$$K_n = 784.57 \text{ N}/\mu\text{m}$$

La rigidez total del sistema es:

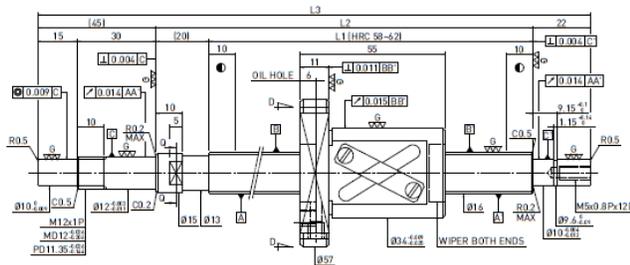
$$Kt = Kn + Ks$$

$$Kt = 784.57 N/\mu m + 187.65N/\mu m$$

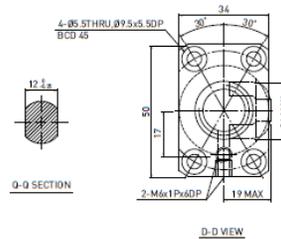
$$Kt = 972.22 \times 10^3 N/\mu m$$

$$Kt = 99Kgf/\mu m$$

El tipo de tuerca y tornillo son del tipo (SHAFT OD 16, LEAD 16) y se escogen en la Figura 26. Teniendo en cuenta su capacidad de carga dinámica 114.61 kgf y su rigidez 99 kgf/ $\mu$ m.



Ball screw Data	
Direction	Right Hand
Lead (mm)	16
Lead Angle	17.05°
P.C.D (mm)	16.6
Steel Ball (mm)	Ø3.175
Circuits	1.5x1
Dynamic Load C (Kgf)	304    481
Static Load Co (Kgf)	410    819
Axial Play (mm)	0    0.005 MAX
Drag Torque (Kgf-cm)	0.15-0.79    0.24 MAX
Spacer Ball	1:1    -



Unit: mm

Stroke	HIWIN Code	L1	L2	L3	Accuracy grade
100	R16-16A1-FSV-184-271-0.018	184	204	271	5
150	R16-16A1-FSV-234-321-0.018	234	254	321	5
200	R16-16A1-FSV-284-371-0.018	284	304	371	5
250	R16-16A1-FSV-334-421-0.018	334	354	421	5
300	R16-16A1-FSV-384-471-0.018	384	404	471	5
350	R16-16A1-FSV-434-521-0.018	434	454	521	5
400	R16-16A1-FSV-484-571-0.018	484	504	571	5
450	R16-16A1-FSV-534-621-0.018	534	554	621	5
500	R16-16A1-FSV-584-671-0.018	584	604	671	5
550	R16-16A1-FSV-634-721-0.018	634	654	721	5
600	R16-16A1-FSV-684-771-0.018	684	704	771	5
700	R16-16A1-FSV-784-871-0.018	784	804	871	5
800	R16-16A1-FSV-884-971-0.018	884	904	971	5

Figura 26. Medidas de husillo de bolas.

Fuente: catálogo de husillo de bolas KORTA.

**5.2.3.5 Cálculo del tornillo de potencia.** Los tornillos de potencia son un dispositivo para cambiar movimiento angular por movimiento lineal y usualmente para transmitir potencia. En este proyecto se utilizó un tornillo que tiene un diámetro de 32 mm, un paso de 5 mm, un coeficiente de fricción de 0.10, el diámetro medio del collarín es de 40 mm.

Al ser el tornillo de rosca ACME La profundidad y el ancho de la rosca son los mismos y resultan iguales a la mitad del paso, es decir, 2.5 mm. Asimismo se puede encontrar el diámetro medio del tornillo. En la Figura 27, se observan los tipos de rosca ACME Y SQUARE.

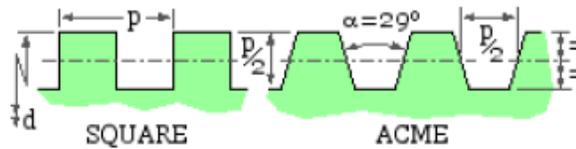


Figura 27. Rosca ACME

Fuente: BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill, 2008. p. 399

$$^{45} d_m = d - \frac{p}{2} \quad (33)$$

$$d_m = 32 - \frac{5}{2} = 29.5$$

$$^{46} d_r = d - p \quad (34)$$

$$d_r = 32 - 4 = 28$$

---

<sup>45</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill, 2008. p.402.

<sup>46</sup> Ibid., p 402.

$$^{47} l = n * p \quad (35)$$

Esfuerzo cortante en el cuerpo, debido al momento de torsión en el exterior del cuerpo del tornillo.

$$^{48} \tau = \frac{16T_r}{\pi d_r^3} \quad (36)$$

$$\tau = \frac{16 * 1.53N.m}{\pi * 0.028^3} = 354KPas$$

Esfuerzo axial normal nominal.

$$^{49} \sigma = -\frac{4 * F}{\pi d_r^2} \quad (37)$$

$$\sigma = -\frac{4 * 981N}{\pi * 0.028^2} = -1.59 MPas$$

El esfuerzo de apoyo  $\sigma_B$  es,

---

<sup>47</sup> Ibid., p 402.

<sup>48</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill, 2008. p.406.

<sup>49</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill, 2008. p.404.

$$^{50} \sigma_B = -\frac{2 * 0.38F}{\pi d_m(1)p} \quad (38)$$

$$\sigma_B = -\frac{2 * 0.38 * 981}{\pi * 0.0295 * (1) * 0.005} = -1.608MPas$$

Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca  $\sigma_b$ .

$$^{51} \sigma_b = \frac{4 * 0.38F}{\pi d_r(1)p} \quad (39)$$

$$\sigma_b = \frac{4 * 0.38 * 981}{\pi * 0.028(1) * 0.005} = 3.39MMPas$$

Los esfuerzos principales en el tornillo son.

$$^{52} \sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (40)$$

$$0.075, -1.665 = \frac{-1.59}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-1.59}{2}\right)^2 + 0.354^2}$$

---

<sup>50</sup> Ibid., p 402.

<sup>51</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill, 2008. p.405.

<sup>52</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill, 2008. p.77

Si se ordenan los esfuerzos principales  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 = 3.39\text{MPas}, 0.075\text{MPas}, -1.66\text{MPa}$  al sustituirlos en la siguiente ecuación de von misses.

$$^{53} \sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (41)$$

$$\sigma' = \left[ \frac{(3.39 - 0.075)^2 + (0.075 + 1.66)^2 + (-1.66 - 3.39)^2}{2} \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = 4.44\text{MPas}$$

Esfuerzo cortante máximo.

$$^{54} \tau = \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)}{2} \quad (42)$$

$$\tau_{max} = \frac{3.39 + 1.66}{2} = 2.525\text{MPa}$$

El área requerida para el esfuerzo de tensión es.

---

<sup>53</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill, 2008. p.214.

<sup>54</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill, 2008. p.214.

$${}^{55} A = \frac{981N}{4.4 MPas} \quad (43)$$

$$A = 0.000222m^2 = 0.000344 \text{ pulg}^2$$

El área requerida para el esfuerzo cortante es.

$$A = \frac{981N}{2.52MPas}$$

$$A = 0.00038m^2 = 0.000589 \text{ pulg}^2$$

De acuerdo con la Tabla 6, las especificaciones de la rosca del tornillo soportaran todos los esfuerzos sometidos en este.

Tabla 7. Diámetros preferidos para roscas ACME.

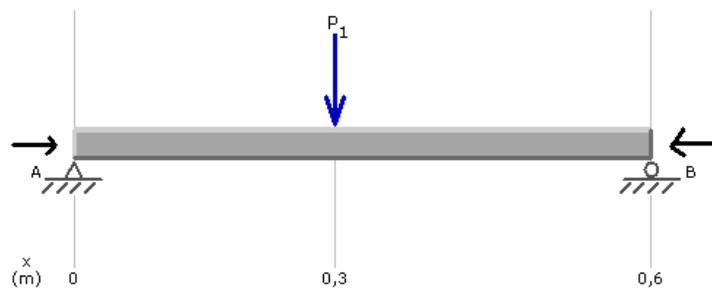
Diámetro mayor nominal. (pulg)	Roscas por pulgada. (pulg)	Paso diámetro menor mínimo. (pulg)	Diámetro mínimo de paso. (pulg)	Área de esfuerzo de tensión. (pulg <sup>2</sup> )	Área de esfuerzo cortante. (pulg <sup>2</sup> )
1	5	0.2	0.7509	0.8726	0.5175
1 1/8	5	0.2	0.8753	0.9967	0.6881
1 1/4	5	0.2	0.9998	1.1210	0.8831

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. ed. pearson education. 2008

<sup>55</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill, 2008. p.83.

**5.2.3.6 Rodamientos rígidos de bolas para los ejes XYZ.** Se utilizaron dos rodamientos rígidos de bolas para acoplar el tornillo a las platinas que sostienen y ensamblan el mecanismo con las poleas y el motor. Se decidió usar estos rodamientos ya que son capaces de aguantar cargas radiales y ciertas cargas axiales que son las que afectan el sistema además que operan en altas velocidades, requieren poco mantenimiento y se consiguen a bajos precios.

- **Cálculos de los rodamientos rígidos de bolas XY.** Es necesario hacer el esquema de las reacciones en las guías para poder hacer el cálculo de los rodamientos a utilizar. En la Gráfica 20, se observa el diagrama de reacciones.



Gráfica 20. Diagrama de reacciones.

Fuente: realizada por los autores.

Se encontraron las reacciones del eje.

$$p1 = 100kg * 9.81 m/s^2$$

$$p1 = 981 N$$

Sumatoria de fuerzas Y= 0

$$ra + rb - 981N = 0$$

Sumatoria de momentos = 0

$$(981N * 0.285) + (0.57 * rb) = 0$$

$$\frac{(981N * 0.285)}{0.57} = rb$$

$$rb = 490.5N$$

$$ra = 981N - 490.5N = 490.5N$$

$$ra = 490.5N$$

$$rb = 490.5 N$$

Se decide utilizar rodamientos rígido de bolas que aguanta cargas radiales y ciertas cargas axiales que son las que afectan a nuestro sistema.

Tiempo de horas a resistir.

L10h = duración nominal en horas de servicio.

N = velocidad constante de rotación.

Fa = fuerza axial.

Fr = fuerza radial.

L10 = duración nominal en revoluciones.

C = capacidad de carga dinámica.

P = exponente de la fórmula de la duración.

Po = carga estática equivalente.

$$l_{10h} = 45000 \text{ horas}$$

$$N = 387.5 \text{ rpm}$$

$$F_a = 490.5 \text{ N}$$

$$f_r = 490.5 \text{ N}$$

$$l_{10} = 4000 \text{ rpm}$$

Ver la (Ec. 15).

$$\frac{c}{p} = 26$$

$$p_o = 490.5 \text{ N}$$

Funcionamiento silencioso.

$$S_o = 2$$

$C_o$  = capacidad de carga estática.

Ver la (Ec. 17).

$$C_o = (2 * 490.5 \text{ N})N = 981 \text{ N}$$

Los rodamientos rígidos de bolas soporta carga radial y cierta carga axial.

$$\frac{Fa}{Co} = \frac{490.50 N}{981 N} = 0.5$$

Por interpolación de la Figura 28.

Factores X e Y para el cálculo de los rodamientos rígidos de bolas															
Fa/Co	Juego Normal				Juego C3				Juego C4						
	e	Fa/Fr ≤ e		Fa/Fr > e		e	Fa/Fr ≤ e		Fa/Fr > e		e	Fa/Fr ≤ e		Fa/Fr > e	
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
0,025	0,22	1	0	0,56	2	0,31	1	0	0,48	1,75	0,4	1	0	0,44	1,42
0,04	0,24	1	0	0,56	1,8	0,33	1	0	0,48	1,62	0,42	1	0	0,44	1,36
0,07	0,27	1	0	0,56	1,6	0,36	1	0	0,48	1,46	0,44	1	0	0,44	1,27
0,13	0,31	1	0	0,56	1,4	0,41	1	0	0,48	1,3	0,48	1	0	0,44	1,16
0,26	0,37	1	0	0,56	1,2	0,46	1	0	0,48	1,14	0,53	1	0	0,44	1,05
0,5	0,44	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,48	1	0,56	1	0	0,44	1

Figura 28 factores X e Y.

Fuente: catálogo de rodamiento de SKF

$$e = 0.25$$

$$\frac{Fa}{Fr} = 1$$

$$x = 0.56$$

$$y = 0$$

Ver la (Ec. 20).

$$P = 274.68 N$$

$$\frac{c}{p} = 18$$

$$c = 4944.24 N$$

Por la Figura 29, se escojen los rodamientos por la capacidad de carga estática 981 N y carga dinámica 4944.24 N.

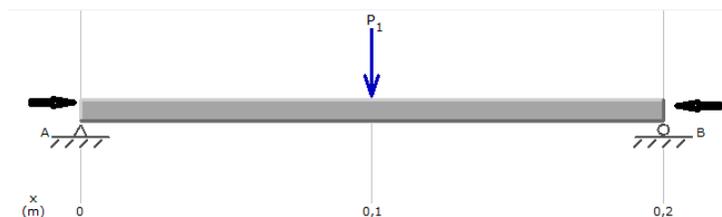
Los dos rodamientos son de referencia 16004.

17	26	5	1 680	930	24 000	30 000	0,0082	61803
	35	8	6 050	2 800	19 000	24 000	0,032	16003
	35	10	6 050	2 800	19 000	24 000	0,039	6003
	40	12	9 560	4 500	17 000	20 000	0,065	6203
	47	14	13 500	6 550	16 000	19 000	0,12	6303
	62	17	22 900	11 800	12 000	15 000	0,27	6403
20	32	7	2 650	1 400	19 000	24 000	0,016	61804
	42	8	7 020	3 400	17 000	20 000	0,050	16004
	42	12	9 360	4 500	17 000	20 000	0,069	6004
	47	14	12 700	6 200	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	15 900	7 800	13 000	16 000	0,14	6304
	72	19	30 700	16 600	10 000	13 000	0,40	6404

Figura 29. Rodamientos rígidos de bolas.

Fuente: catálogo de rodamiento SKF.

• **Cálculos de los rodamientos rígidos de bolas Z.** Es necesario hacer el esquema de las reacciones en las guías para poder hacer el cálculo de los rodamientos a utilizar. En la Gráfica 21, se puede observar el diagrama de reacciones.



Gráfica 21. Diagrama de reacciones.

Fuente realizada por los autores.

Se encontraron las reacciones del eje

$$p1 = 10kg * 9.81 m/s^2$$

$$p1 = 98.1 N$$

Sumatoria de fuerzas = 0

$$ra + rb - 98.1N = 0$$

Sumatoria de momentos = 0

$$(98.1N * 0.1125) + (0.225 * rb) = 0$$

$$\frac{(98.1N * 0.1125)}{0.225} = rb$$

$$rb = 49.05N$$

$$ra = 98.1N - 49.05N = 49.05N$$

$$ra = 49.05N$$

$$rb = 49.05 N$$

Se decide utilizar rodamientos rígidos de bolas que aguantan cargas radiales y ciertas cargas axiales que son las que afectan a nuestro sistema.

Tiempo de horas a resistir.

L10h = duración nominal en horas de servicio.

N = velocidad constante de rotación.

Fa = fuerza axial.

Fr = fuerza radial.

L10 = duración nominal en revoluciones.

C = capacidad de carga dinámica.

P = exponente de la fórmula de la duración.

Po = carga estática equivalente.

$$l_{10h} = 45000 \text{ horas}$$

$$N = 387.5 \text{ rpm}$$

$$Fa = 49.05 \text{ N}$$

$$fr = 49.05 \text{ N}$$

$$l_{10} = 4000 \text{ rpm}$$

Ver la (Ec. 15).

$$\frac{c}{p} = 26$$

$$po = 49.76 \text{ N}$$

Funcionamiento silencioso.

$$So = 2$$

Co = capacidad de carga estática.

Ver la (Ec. 17).

$$C_o = (2 * 49.05 N)N = 98.1 N$$

Los rodamientos rígidos de bolas soportan cargas radiales y ciertas cargas axiales.

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{49.05 N}{98.1 N} = 0.5$$

Por interpolación de la Figura 27.

$$e = 0.25$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 1$$

$$x = 0.56$$

$$y = 0$$

Ver la (Ec. 20).

$$P = 27.48 N$$

$$\frac{c}{p} = 18$$

$$c = 494.64 \text{ N}$$

Por la Figura 30. se escogen los rodamientos por la capacidad de carga estática 98.1 N y carga dinámica 494.64 N.

Los dos rodamientos son de referencia 6001.

12	21	5	1 430	695	30 000	36 000	0,0063	61801
	28	8	5 070	2 240	26 000	32 000	0,022	6001
	30	8	5 070	2 240	24 000	30 000	0,023	16101
	32	10	6 890	3 100	22 000	28 000	0,037	6201
	37	12	9 750	4 650	19 000	24 000	0,060	6301
15	24	5	1 560	815	26 000	32 000	0,0074	61802
	32	8	5 590	2 500	22 000	28 000	0,025	16002
	32	9	5 590	2 500	22 000	28 000	0,030	6002
	35	11	7 800	3 550	19 000	24 000	0,045	6202
	42	13	11 400	5 400	17 000	20 000	0,082	6302

Figura 30. Rodamientos rígidos de bolas.

Fuente: catálogo de rodamiento SKF.

**5.2.3.7 carros de los ejes XYZ.** Los carros en una fresadora son muy importantes, ya que al acoplarse con la tuerca del tornillo y deslizándose en las guías por medio de rodamientos lineales, dan el movimiento en X, Y y Z del material a mecanizar dependiendo en el eje que se encuentren.

- **Cálculos del carro del eje X.** A continuación se muestran los cálculos estáticos para encontrar los valores de los diferentes esfuerzos para elegir el material y el diámetro adecuado en el carro del eje x. El carro para el eje X se diseño para resistir un peso aproximado de 100kg que es el peso de la prensa y de la pieza a mecanizar. Las fuerzas que afectan el carro son soportadas por 4 rodamientos lineales que están acoplados a las guías.

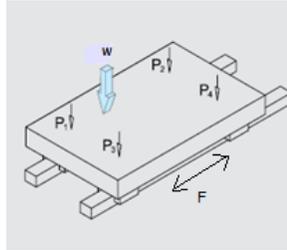


Figura 31. cargas en un bloque.  
Fuente: realizado por los autores

Como se puede ver en la Figura 31, El peso del carro, de la pieza y el de la prensa es dividido en cuatro cargas soportadas por los rodamientos lineales, también se debe tener en cuenta la fuerza que hace la tuerca del husillo de bolas hacia el carro cuando se realiza un movimiento lineal.

Las siguientes son las ecuaciones para cada punto en donde están soportadas las cargas. En la Figura 32, se observa el esquema del carro.

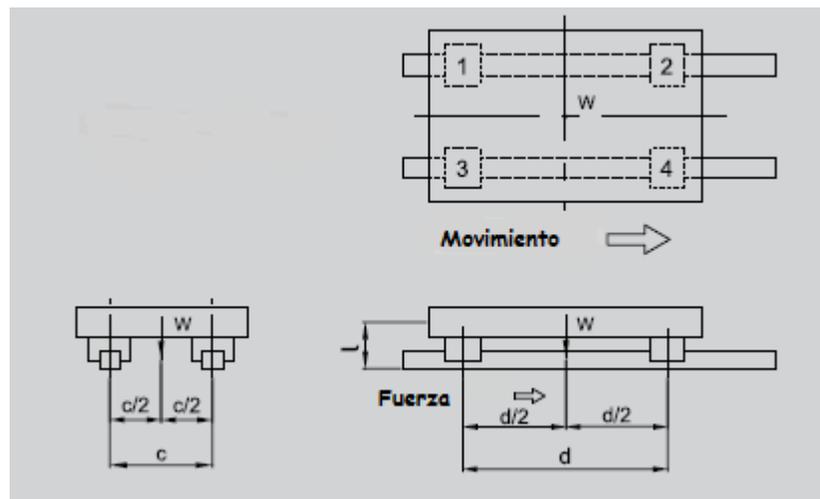


Figura 32. Esquema del carro.  
Fuente: realizada por los autores.

### Velocidad constante

$$P_1, P_2, P_3, P_4 = \frac{W}{4}$$

$$W = 100kg * \frac{9.81m}{s^2} = 980 N$$

$$P_1, P_2, P_3, P_4 = \frac{980N}{4} = 25kg * \frac{9.81m}{s^2} = 245 N$$

245 N es la carga soportada por cada rodamiento en el carro.

### Aceleración

$$^{56} P_1 P_1 = P_3 = \frac{W * g}{4} + \frac{1}{2} * \frac{W * g}{g} * \frac{V_c}{t1} * \frac{l}{d} \quad (44)$$

$$P_1 = P_3 = \frac{980N}{4} + \frac{1}{2} * \frac{980N}{9.8m/s^2} * \frac{0.1 \frac{m}{s}}{0.5s} * \frac{0.02m}{0.12m}$$

$$P_1 = P_3 = 246.66N$$

$$P_2 = P_4 = \frac{W}{4} - \frac{1}{2} * \frac{W}{g} * \frac{V_c}{t1} * \frac{l}{d}$$

$$P_2 = P_4 = \frac{980N}{4} - \frac{1}{2} * \frac{980N}{9.8m/s^2} * \frac{0.1 \frac{m}{s}}{0.5s} * \frac{0.02m}{0.12m}$$

---

<sup>56</sup> HIWIN. Lineal motions products y technology. 15 de febrero del 2012. p. 31

$$P_2 = P_4 = 243.34N$$

El carro soportará una carga de 246.66 N en cada uno de los puntos que hace contacto con los rodamientos.

Además debe soportar la fuerza ejercida de la tuerca del husillo sobre su superficie.

$$^{57} \frac{d1}{d2} = \frac{W2}{W1} = \frac{T1}{T2} \quad (45)$$

$$\frac{0.04m}{0.06m} = \frac{1.76 N * M}{T2}$$

$$T2 = 2.64 N * M$$

$$^{58} F = \frac{T}{r} \quad (46)$$

$$F = \frac{2.64 N * M}{0.03M} = 44 N$$

La fuerza que ejerce la tuerca del husillo sobre el carro es 44N.

Se decidió utilizar un acero AISI 1010 laminado en caliente con una resistencia a la tensión de 320 MPa y una resistencia a la fluencia de 180 MPa.

---

<sup>57</sup> BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill, 2008. p. 118.

<sup>58</sup> BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill, 2008. p. 119.

Ya que los rodamientos diseñados y escogidos tienen una forma especial, el área longitudinal mínima del carro sobre este rodamiento debe ser de 0.002 m<sup>2</sup>.

Máximo esfuerzo por compresión

$$^{59} \sigma_c = P/A \quad (47)$$

$$\sigma_c = \frac{246.66N}{0.002M^2} = 123.33KPa$$

$$\sigma_c = \frac{44N}{0.04M * 0.01M} = 110KPa$$

Factor de seguridad de 3. (Véase la Tabla 1).

$$^{60} FS = \frac{\text{esfuerzo último}}{\text{esfuerzo permisible}} \quad (48)$$

$$\text{esfuerzo último} = 123.33KPa + 110KPa * 3 = 0.7 MPa$$

Como el esfuerzo último dio 0.7MPa se utilizó el acero AISI 1010 para construir el carro. En la Figura 33, se puede observar el carro del eje X.

---

<sup>59</sup> Ibid., P. 119.

<sup>60</sup> HAMROCK, Bernard. SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill. 2005. p. 8.

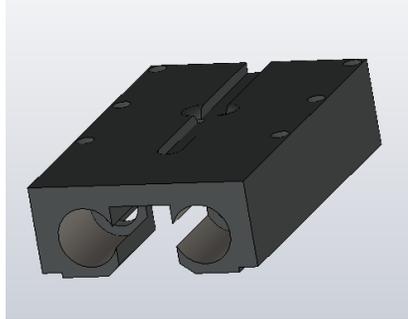


Figura 33. Carro eje X.

Fuente: realizada por los autores

- **Cálculos del carro del eje Y.** A continuación se muestran los cálculos estáticos para encontrar los valores de los diferentes esfuerzos para elegir el material y el diámetro adecuado en el carro del eje Y.

El carro para el eje Y se diseño para resistir un peso aproximado de 100kg que es el peso de la prensa y de la pieza a mecanizar, además este dispositivo tiene la forma de dos cilindros huecos en donde los rodamientos van ajustados en su cara interior y la tuerca va soldada a la cara exterior.

Las fuerzas que afectan el carro son soportadas por 4 rodamientos lineales que están acoplados a las guías.

Velocidad constante

$$P_1, P_2, P_3, P_4 = \frac{W}{4}$$

$$W = 100kg * \frac{9.81m}{s^2} = 980 N$$

$$P_1, P_2, P_3, P_4 = \frac{980N}{4} = 25kg * \frac{9.81m}{s^2} = 245 N$$

245.25 N es la carga soportada por cada rodamiento en el carro.

Aceleración

Ver la (Ec. 45).

$$P_1 = P_3 = \frac{980N}{4} + \frac{1}{2} * \frac{980N}{9.8m/s^2} * \frac{0.1 \frac{m}{s}}{0.5s} * \frac{0.05m}{0.11m}$$

$$P_1 = P_3 = 245.45N$$

$$P_2 = P_4 = \frac{W}{4} - \frac{1}{2} * \frac{W}{g} * \frac{V_c}{t1} * \frac{l}{d}$$

$$P_2 = P_4 = \frac{980N}{4} - \frac{1}{2} * \frac{980N}{9.8m/s^2} * \frac{0.1 \frac{m}{s}}{0.5s} * \frac{0.02m}{0.12m}$$

$$P_2 = P_4 = 244.55N$$

El carro soportará una carga de 245.45 N en cada uno de los puntos que hace contacto con los rodamientos.

Además debe soportar la fuerza ejercida de la tuerca del husillo sobre su superficie.

Ver la (Ec. 46).

$$\frac{0.04m}{0.05m} = \frac{1.76 N * M}{T2}$$

$$T2 = 2.2 N * M$$

De la (Ec. 47)

$$F = \frac{2.2 N * M}{0.05M} = 44N$$

La fuerza que ejerce la tuerca del husillo sobre el carro es 44N.

Se decidió utilizar un acero AISI 1010 laminado en caliente con una resistencia a la tensión de 320 MPa y una resistencia a la fluencia de 180 MPa.

Ya que los rodamientos diseñados y escogidos tienen una forma especial, el área longitudinal mínima del carro sobre este rodamiento debe ser de 0.002 m<sup>2</sup>.

Máximo esfuerzo por compresión

Ver la (Ec. 47).

$$\sigma_c = \frac{246.66N}{0.002 M^2} = 123.333KPa$$

Ver la (Ec.47).

$$\sigma_c = \frac{44N}{\frac{\pi}{4}0.075_{ext}^2 - \frac{\pi}{4}0.05_{int}^2} = \frac{44N}{0.0024M^2} = 17.98KPa$$

Factor de seguridad de 3. (Véase la Tabla 1).

Ver la (Ec. 48).

$$\text{esfuerzo último} = 123.33\text{KPa} + 17.98\text{KPa} * 3 = 0.37 \text{ MPa}$$

Como el resultado del esfuerzo último fue 0.37 MPa se utilizó el acero AISI 1010 para construir el carro. En la Figura 34, se puede observar el CAD de los carros longitudinales.

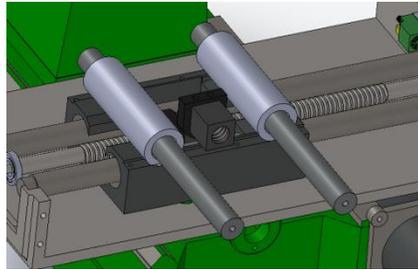


Figura 34. Carro del eje Y.

Fuente: realizada por los autores.

**5.2.3.8 Láminas de los ejes XY.** Se utilizaron láminas en los ejes XY para acoplar las guías, los motores y los tornillos. Además se empleó una placa para poder sujetar la tarjeta de cobre con tornillos.

• **Cálculo de la platina que soporta la estructura.** A continuación se muestran los cálculos estáticos para encontrar los valores de los diferentes esfuerzos para elegir el material y el diámetro adecuado para la viga que soporta la estructura y esta ensamblada a la bancada de la máquina.

La viga se diseñó para resistir un peso aproximado de 200kg que es el peso de los ejes, de la prensa y de la pieza a mecanizar también debe tener la misma longitud del eje x que es al cual va a estar soldada.

Sumatoria de fuerzas en Y= 0

$$p1 = 200kg * 9.81 m/s^2$$

$$p1 = 1960 N$$

$$ra + rb - 981N - 980N = 0$$

Sumatoria de momentos en A= 0

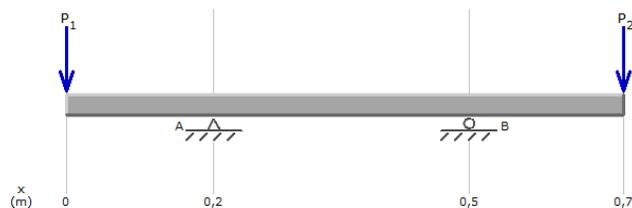
$$(980N * 0.182m) + (0.497m * rb) - (0.668m * 980N) = 0$$

$$\frac{(-980N * 0.182m) + (980N * 0.688m)}{0.497m} = rb$$

$$rb = 1008 N$$

$$ra = 980N + 980N - 1008N = 952N$$

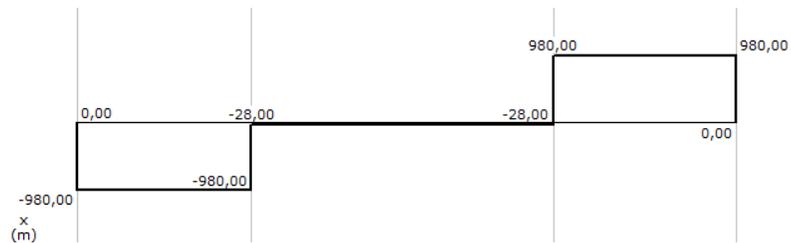
Las cargas van ubicadas en los extremos de la viga además el primer y segundo apoyo van ubicados a 18 cm de las cargas A y B respectivamente. En la Gráfica 22, se puede observar el diagrama de cargas.



Gráfica 22. Diagrama de cargas

Fuente: realizada por los autores.

Se realizó el diagrama de cortantes para saber el valor de la máxima carga soportada por la guía. En la Gráfica 23, se puede observar el diagrama de cortantes.



Gráfica 23. Diagrama de cortantes.

Fuente: realizada por los autores.

Por el diagrama de cortantes se sabe que la carga máxima que va existir en la guía es 980N.

Con el diagrama de momentos se concluye que el momento máximo que existirá en la guía será 187.1N.m. En la Grafica 24, se puede observar el diagrama de momentos.



Gráfica 24. Diagrama de momentos.

Fuente: realizada por los autores.

Se cálculo el área mínima que debe tener la viga, teniendo en cuenta que el material a utilizar por su bajo costo es un acero aisi 1010 laminado en caliente el cual tiene una resistencia a la tensión de 320 MPa.

Donde:

M= momento máximo.

S= modulo de sección.

I= momento de inercia de la sección transversal.

$${}^{61} \sigma_m = \frac{M_{max}C}{I} \quad (49)$$

$${}^{62} \sigma_m = \frac{M_{max}}{S_{min}} \quad (50)$$

$$S_{min} = \frac{M_{max}}{\sigma_{perm}}$$

El esfuerzo máximo permitido deseado es la quinta parte de la resistencia a la tensión del material.

$$S_{min} = \frac{187.18 \text{ N.M}}{64 \text{ MPa}} = 2.91 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

S para un rectángulo.

---

<sup>61</sup> BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill.2007, p. 310.

<sup>62</sup> Ibid. p. 310.

$${}^{63} \frac{1}{6}bh^2 \geq S_{min} \quad (51)$$

$$\frac{1}{6}0.347mh^2 \geq 2.91 \times 10^{-6}m^3$$

$$h. \geq 0.00709m$$

Por flexión el espesor mínimo de la viga requerido es 7.1 mm.

Con esta área también se puede calcular el máximo esfuerzo cortante en la viga.

$${}^{64} \tau_{max} = \frac{3V}{2A} \quad (52)$$

$$\tau_{max} = \frac{3 * 980N}{2(0.347m * 0.00709m)} = 597.505KPa$$

$$\tau_{max} = 597.505KPa$$

Factor de seguridad de 5. (Véase la Tabla 1).

Ver la (Ec. 48).

$$\text{esfuerzo último} = 597.505 KPa * 5 = 2.98 MPa$$

---

<sup>63</sup> BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill.2007, p. 375.

<sup>64</sup> BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill.2007, p. 379.

Como el resultado del máximo esfuerzo cortante fue 3 MPa se utilizó el acero AISI 1010 para construir la viga. En la Figura 35, se puede observar la viga que sostiene los ejes.

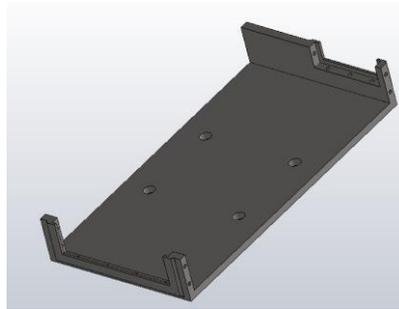


Figura 35. Viga que sostiene los ejes.  
Fuente: realizada por los autores.

• **Cálculo de las platinas que ajustan las guías con el tornillo.** Las platinas que van ajustadas a las guías y el husillo están sometidas a tres fuerzas como lo podemos ver en la Figura 36.

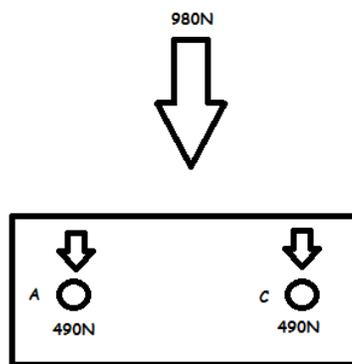


Figura 36. Diagrama de fuerzas.  
Fuente: realizada por los autores.

Los 980 N se dividen en dos posiciones diferentes las cuales son los agujeros donde van incrustadas las guías.

Se calculo el esfuerzo por compresión en el punto A y B.

$$\sigma_c = \frac{F}{A}$$

Se conoce el área mínima que debe tener la placa puesto que los rodamientos de bolas que se diseñaron tienen medidas estándar y van acoplados a esta platina.

$$\sigma_c = \frac{490N}{(0.042m * 0.008m)} = 1.45MPa$$

Se calcula el esfuerzo último con un factor de seguridad de 5.

Ver la (Ec. 48)

$$\text{esfuerzo último} = 1.45 MPa * 5 = 7.25 MPa$$

Teniendo en cuenta que en algunas platinas el peso de la pieza a mecanizar y además que existen agujeros en las platinas es indispensable tener en cuenta la concentración de esfuerzo que se produce en la lámina. En la Figura 37, se observa la carga que afecta la platina.

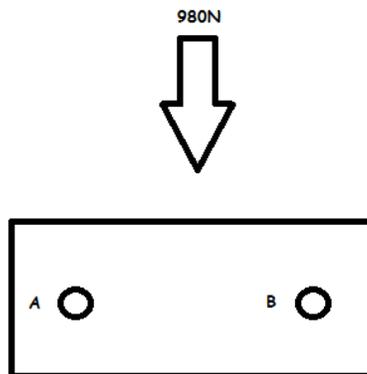


Figura 37. Carga que afecta la platina.  
Fuente: realizada por los autores.

Para determinar cuál es el factor de concentración de esfuerzo es necesario saber el radio del agujero y el alto de la lámina.

$${}^{65} \frac{r}{d} = \frac{21}{76} = 0.27 \quad (53)$$

$$k = 2.4$$

Al tener un rodamiento en el acople del tornillo con la platina y conociendo el diámetro de las guías diseñadas. Se puede calcular el área mínima de la lámina.

Se halla el esfuerzo promedio que afecta la platina.

$$\sigma_{prom} = \frac{980N}{(0.1m * 0.08m)} = 122.5KPa$$

Se halla el esfuerzo máximo que afecta la platina.

---

<sup>65</sup> BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill.2007, p. 108.

$${}^{66} K = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{prom}} \quad (54)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{prom} * K$$

$$\sigma_{max} = 122.5KPa * 2.4 = 294KPa$$

$$\text{esfuerzo último} = 294 KPa * 5 = 1.47 MPa$$

Con esa área mínima se puede usar un acero AISI 1010 para construir las platinas ya que tiene una resistencia a la tensión de 320 MPa. En la Figura 38, se observa la platina lateral del eje X.

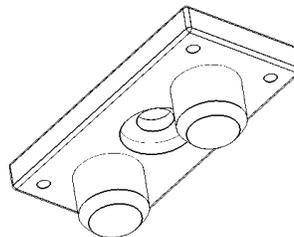


Figura 38. Platina lateral.

Fuente: realizada por los autores.

- **Platina que sostiene la tarjeta (*sustrato revertido de cobre*).** La platina fue diseñada para fijar la tarjeta por medio de tornillos Bristol cabeza avellanada, por consiguiente no tiene la capacidad de soportar grandes esfuerzos. En la Figura 39, se puede observar la platina que soporta la tarjeta.

---

<sup>66</sup> BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill.2007, p. 107.

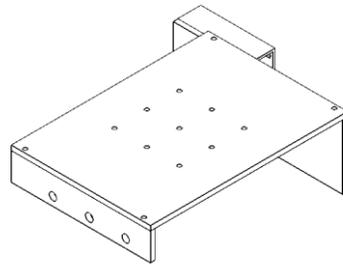


Figura 39. Mordaza.

Fuente: realizada por los autores.

A continuación se muestran los cálculos estáticos para encontrar los valores de los diferentes esfuerzos para elegir el material y el diámetro adecuado para la viga que soporta la tarjeta.

La viga se diseño para resistir un peso aproximado de 1kg.

Sumatoria de fuerzas en  $Y=0$

$$p1 = 1kg * 9.81 m/s^2$$

$$p1 = 9.8 N$$

$$ra + rb - 9.8N - 9.8N = 0$$

Sumatoria de momentos en  $A= 0$

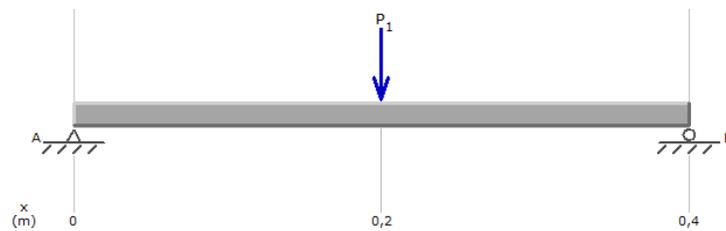
$$(0.425m * rb) - (0.212m * 9.8N) = 0$$

$$\frac{(9.8N * 0.212m)}{0.425m} = rb$$

$$r_b = 4.9 \text{ N}$$

$$r_a = 9.8 \text{ N} - 4.9 \text{ N} = 4.9 \text{ N}$$

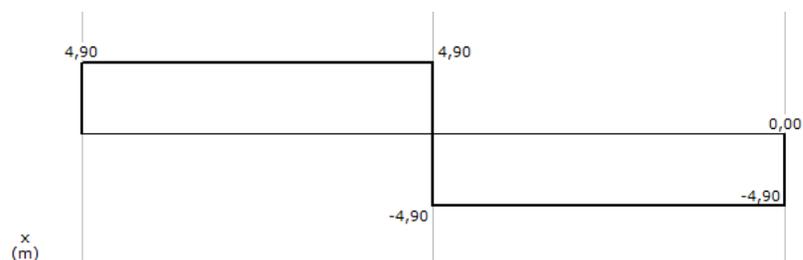
Se colocó la carga en la mitad que es donde ocurrirá el máximo esfuerzo. En la Gráfica 25, se observa el diagrama de fuerzas.



Gráfica 25. Diagrama de fuerzas.

Fuente: realizada por los autores.

Se realizó el diagrama de cortantes para saber el valor de la máxima carga soportada por la guía. En la Gráfica 26, se observa el diagrama de cortantes.

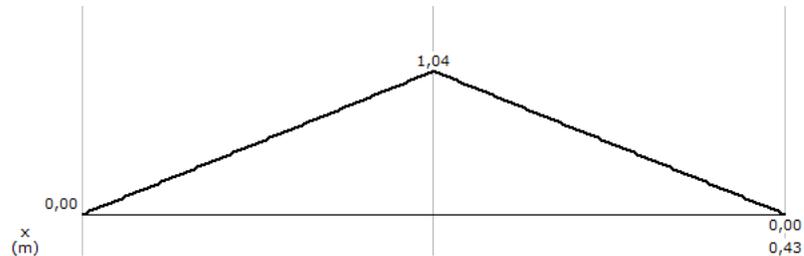


Gráfica 26. Diagrama de cortantes.

Fuente: realizada por los autores.

Por el diagrama de cortantes se sabe que la carga máxima que va existir en la guía es 4.9N.

Con el diagrama de momentos se concluye que el momento máximo que existirá en la guía será 1.04N.m. En la Gráfica 27, se observa el diagrama de momentos.



Gráfica 27. Diagrama de momentos.

Fuente: realizada por los autores.

Se cálculo el área mínima que debe tener la viga, teniendo en cuenta que el material a utilizar por su bajo costo es un acero aisi 1010 laminado en caliente el cual tiene una resistencia a la tensión de 320 MPa.

Donde:

M= momento máximo.

S= módulo de sección.

I= momento de inercia de la sección transversal.

El esfuerzo máximo permitido deseado es la quinta parte de la resistencia a la tensión del material.

Ver la (Ec. 50)

$$S_{min} = \frac{1.04 \text{ N.M}}{64 \text{ MPa}} = 1.625 \times 10^{-8} \text{ m}^3$$

S para un rectángulo.

Ver la (Ec. 51).

$$\frac{1}{6}0.300mh^2 \geq 1.625 \times 10^{-8}m^3$$

$$h. \geq 0.0005m$$

Por flexión el espesor mínimo de la viga requerido es 0.5 mm.

**5.2.3.9 Diseño de la estructura del eje Z.** La estructura del eje Z fue diseñada para soportar un peso de 30 kg el cual está compuesto por el portaherramientas, por el del husillo de bolas y las guías. Como la máquina no realizará ningún proceso de mecanizado se decidió ensamblar el eje Z a la bancada mediante tornillos Bristol ya que en este lugar no existen grandes concentraciones de esfuerzos.

A continuación se muestran los cálculos estáticos para encontrar los valores de los diferentes esfuerzos para elegir el material y el diámetro adecuado para la viga que soporta el eje Z.

La cara de la viga se construyó en u. En la Figura 40, se puede observa la cara frontal de la viga.

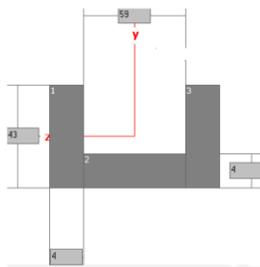


Figura 40. Cara de la viga.

Fuente: realizada por los autores.

$${}^{67} \gamma_{Barra} = \frac{\sum \gamma_{Barra} A}{\sum A} \quad (55)$$

$$\gamma_{Barra} = \frac{(0.067)(0.004)(0.002)m + 2[(0.039)(0.004)(0.0235)]m}{(0.004)(0.067)m + 2\{(0.039)(0.004)\}m}$$

$$\gamma_{Barra} = 0.01356 \text{ metros}$$

Donde:

Q= representa el primer momento respecto al eje neutro del área sombreada.

$${}^{68} Q = A * \gamma_{Barra} \quad (56)$$

$$Q = (0.069m)(0.004m)(0.01356m)$$

$$Q = 3.417 \times 10^{-6} m^3$$

Donde:

I= representa el momento de inercia con respecto al mismo eje de toda la sección transversal.

---

<sup>67</sup> BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill.2007, p. 376.

<sup>68</sup> BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill.2007, p. 373.

$${}^{69} \quad I = \sum_{i=1}^n I + Ad^2 \quad (57)$$

$$I = 3.57 \times 10^{-10} + 3.58 \times 10^{-8} + 1.977 \times 10^{-8} + 1.5413 \times 10^{-8}$$

$$I = 1.065 \times 10^{-7} m^4$$

El esfuerzo constante máximo en la viga es:

$${}^{70} \quad \tau = \frac{VQ}{It} \quad (58)$$

$$\tau = \frac{(294.3N)(3.417 \times 10^{-6} m^3)}{(1.064 \times 10^{-7} m^4)(0.004m)}$$

$$\tau = 2.36 MPa$$

Factor de seguridad de 5. (Véase la Tabla 1).

Ver (Ec. 48).

$$\text{esfuerzo último} = 2.36 MPa * 5 = 11.6 MPa$$

---

<sup>69</sup> BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill. 2007, p. 374.

<sup>70</sup> BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. Mc Graw Hill. 2007, p. 377.

Como el resultado del máximo esfuerzo cortante fue 11.6 MPa se utilizó el acero AISI 1010 para construir la viga. En la Figura 41, se muestra la estructura del eje Z.

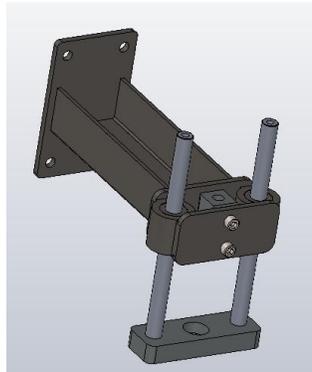


Figura 41. Estructura del eje Z.  
Fuente: realizada por los autores.

**5.2.3.10 Unidades soldadas.** Los procesos de unión como soldadura, engargolado, soldadura suave, cementación y pegado, son métodos que en la actualidad se emplean de manera extensa en la manufactura de maquinaria, por lo general existe una buena razón para considerar alguno de estos procesos en el diseño preliminar de un elemento. En específico cuando las secciones que se unirán son demasiado delgadas pueden propiciar ahorros significativos. La eliminación de sujetadores individuales, con sus respectivos agujeros y los costos de acople representan un factor económico importante. Asimismo algunos de los métodos permiten el ensamble rápido de la máquina, lo que incrementa su atractivo<sup>71</sup>.

---

<sup>71</sup> FAIRES, V. M. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. MONTANERY SIMON, S.A., p. 659.

En el mecanismo de transporte de la máquina de circuitos CNC se utilizó soldadura para acoplar algunas las placas. A continuación se muestran los cálculos estáticos para encontrar los valores de los diferentes esfuerzos para elegir el tipo de material de aporte adecuado para las láminas soldadas en la mesa de trabajo CNC.

El primer conjunto soldado fue la lámina que sostiene el eje X con la platina que se acopla a la bancada, en éstas se usó una soldadura de filete para soportar un peso aproximado de 200kg que ejerce una carga cortante sobre la soldadura. En la Figura 42, se muestra el primer conjunto soldado.

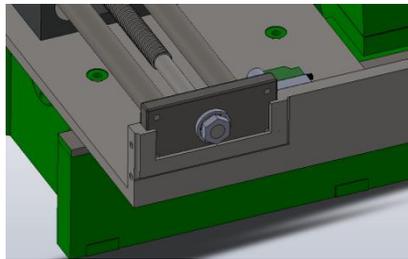


Figura 42. Primer conjunto soldado.

Fuente: realizado por los autores.

El esfuerzo cortante máximo en el metal, base adyacente de la soldadura es:

$${}^{72} \tau = \frac{F}{2hl} \quad (59)$$

Donde:

F= fuerza que produce un esfuerzo cortante en el área mínima de la garganta.

H= longitud de la soldadura aplicada.

---

<sup>72</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill. 2008. p. 462.

Para los materiales de aporte ya están definidos los valores de los esfuerzos permisibles. En la Tabla 7, se observan los esfuerzos permisibles para el metal de aporte.

Tabla 8. Esfuerzos permisibles del código AISC para metal de aporte.

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n
Tensión	A tope	$0.60s_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90s_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60s_y - 0.66 s_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60s_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30s_{ut}$	

Fuente: realizada por los autores.

$$\tau_{perm} = 0.30 * 393MPa$$

$$\tau_{perm} = 146.6MPa$$

Como la longitud máxima es el largo de la placa más pequeña se puede despejar el ancho de la soldadura.

Ver la (Ec. 59).

$$h = \frac{1962N}{(2)(0.16m)(144.6MPa)} = 0.0004 \text{ metros}$$

El ancho mínimo que debe tener la soldadura es 0.0004 metros.

Se usó una soldadura A tope entre los carros del eje XY los cuales soportan un peso aproximado de 100kg el cual provoca dos tipos de carga sobre la soldadura. En la Figura 43, se observan los carros soldados.

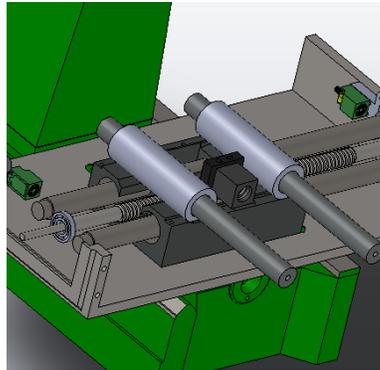


Figura 43. Carros ensamblados.  
Fuente: realizada por los autores.

El esfuerzo normal está dado por:

$${}^{73} \sigma_m = \frac{F}{hl} \quad (60)$$

Donde:

F= carga de tensión o compresión.

l= longitud de la soldadura aplicada.

h= garganta.

$$\tau_{perm} = 0.60 * 482MPa = 289.2MPa$$

---

<sup>73</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill. 2008. p. 460.

Al tomar la longitud del carro del eje X se puede despejar el ancho de la soldadura.

Ver la (Ec. 60).

$$h = \frac{980N}{(0.035m)(289.25MPa)} = 0.0000968 \text{ metros}$$

El ancho mínimo que debe tener la soldadura es 0.0000968 metros.

Se usó una soldadura a tope entre la tuerca del tornillo y las guías del eje Y. esta deberá soportar un peso aproximado de 100kg el cual provoca una carga cortante. En la Figura 44, se puede observar la tuerca soldada con la guía.

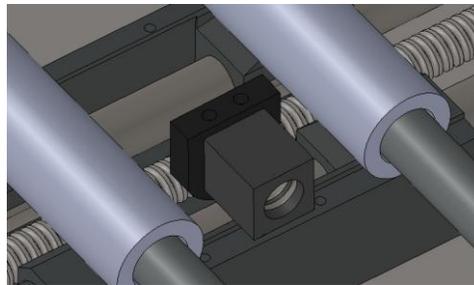


Figura 44. Tuerca del tornillo con guía.

Fuente: realizado por los autores.

El esfuerzo promedio en una soldadura a tope debido a carga cortante está dado por:

$$\tau_{perm} = 0.30 * 393MPa = 117.9MPa$$

$${}^{74} \tau = \frac{F}{hl} \quad (61)$$

Al tomar la longitud de la tuerca donde se encuentra la soldadura se puede despejar el ancho de la misma.

Ver la (Ec. 61).

$$h = \frac{980N}{(0.044m)(117.9MPa)} = 0.00018 \text{ metros}$$

El ancho mínimo que debe tener la soldadura es 0.00018 metros.

Se usó una soldadura de filete para acoplar la base de la estructura en la viga que soporta el peso del portaherramientas del eje Z. Esta deberá resistir un peso aproximado de 30kg el cual provoca una carga cortante. En la Figura 45, se puede observar el eje Z.

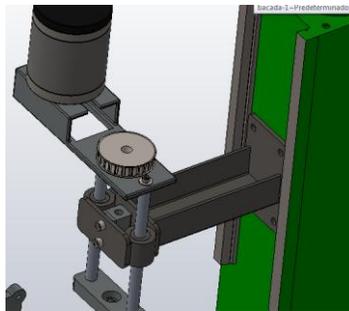


Figura 45. Eje z.

Fuente: realizada por los autores.

---

<sup>74</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill. 2008. p. 461.

Como la viga se construyó en forma de U, en el diseño se utilizaron algunas propiedades flexionantes de las soldaduras de filete.

Área de la garganta.

$${}^{75} A = 0.707H(b + 2d) \quad (62)$$

$$A = 0.707(0.002m)(0.059 + 2 * 0.039) = 1.93 \times 10^{-4} m^2$$

Ubicación del centroide.

$${}^{76} X_{barra} = \frac{b}{2} \quad (63)$$

$$X_{barra} = \frac{0.059}{2} = 0.0295m$$

$${}^{77} Y_{barra} = \frac{d^2}{b + 2d} \quad (64)$$

$$Y_{barra} = \frac{0.039^2}{0.059 + 2 * 0.039} = 0.0111m$$

El esfuerzo promedio en una soldadura de filete debido a carga cortante está dado por:

---

<sup>75</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill. 2008. p. 470.

<sup>76</sup> Ibid., p. 470.

<sup>77</sup> Ibid., p. 470.

Ver la (Ec. 58).

$$\tau = \frac{294.3N}{1.93 \times 10^{-4} m^2} = 1.5248 MPa$$

$$\tau_{perm} = 0.60 * 482 MPa = 289.2 MPa$$

Esfuerzo cortante nominal en la garganta.

$$^{78} \tau = \frac{Mc}{I} \quad (65)$$

$$^{79} I = 0.707 h I_u \quad (66)$$

$$^{80} I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2 Y_{barra} + (b + 2d) Y_{barra}^2 \quad (67)$$

$$I_u = 3.95 \times 10^{-5} - 3.337 \times 10^{-5} + 1.688 \times 10^{-5}$$

$$I_u = 9 \times 10^{-5} m^3$$

$$I = 1.27 \times 10^{-7} m^4$$

---

<sup>78</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill. 2008. p. 469.

<sup>79</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill. 2008. p. 470.

<sup>80</sup> Ibid., p. 470.

$$\tau = \frac{294.30N * 0.22 * 0.011}{1.27 \times 10^{-7} m^4} = 5.6079 MPa$$

El esfuerzo permisible por flexión según la Tabla 6, fue mayor a los calculados.

Se puede concluir que al utilizar el metal de aporte de baja aleación E7018 la máquina no sufrirá roturas ni fisuras en las áreas soldadas. Características de la soldadura. En la Tabla 8, se pueden observar las propiedades de la soldadura seleccionada.

Tabla 9. Propiedades de la soldadura.

Número de electrodo.	Resistencia a la tensión	Resistencia a la fluencia	Elongación porcentual.
E7018	482(MPa).	393(MPa).	22

Fuente: realizada por los autores

Esta soldadura se escogió porque ningún esfuerzo en la máquina sobrepasara su resistencia a la tensión y a la fluencia. Además que se tenían varias barras sobrantes.

**5.2.3.11 Sujetadores.** Un sujetador es cualquier objeto que se usa para conectar o juntar dos o más componentes, en el mercado se encuentran cientos de tipos de sujetadores y sus variaciones. Los más comunes son los roscados, a los cuales se les conoce con muchos nombres, entre ellos pernos, tornillos, tuercas, espárragos, pijas y prisioneros<sup>81</sup>.

---

<sup>81</sup> HAMROCK, Bernard. JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill. 2005. p. 716.

En el mecanismo de transporte de la máquina de circuitos CNC se utilizaron diferentes tipos de sujetadores para acoplar algunos componentes. A continuación se muestran los cálculos estáticos para encontrar los valores de los diferentes esfuerzos para elegir el tipo de tornillo adecuado en estos ensambles.

- **Conjunto estructura bancada.** El primer conjunto que se analizó fue la base de la estructura del eje z la cual fue acoplada a la bancada por medio de tornillos Bristol, estos tornillos se calcularon para soportar un peso aproximado de 30 kg que ejerce una carga cortante sobre ellos. En la Figura 46, se observa la base del eje Z.

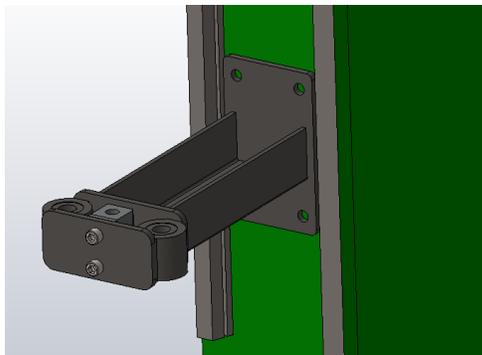


Figura 46. Base del eje z.

Fuente: realizada por los autores.

En la Figura 47, se puede observar el tipo de carga que deberá soportar el sujetador.

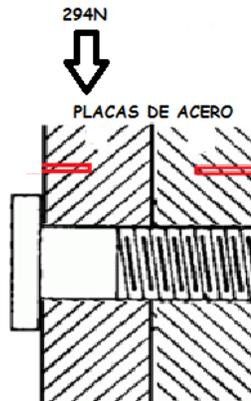


Figura 47. Sujetador de placa.  
Fuente: realizada por los autores.

La rosca fallará por cortante, en el área del cilindro que genera en el diámetro medio  $d$ . En la Figura 48, se puede observar el plano de una rosca métrica.

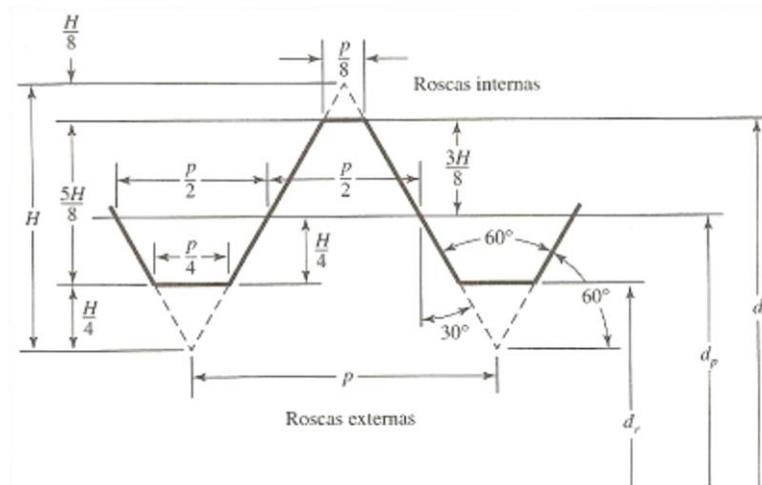


Figura 48. Perfil de rosca métrica  
Fuente: BUDYNAS, Richard, NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería  
Mecánica de 121higley. Ed. McGraw Hill.p 397

Utilizó un perno con un diámetro básico de 8 mm, cuyo paso es de 1.25 mm con un área de esfuerzo de tensión  $36.6 \text{ mm}^2$ . Entonces la longitud del sujetador es:

$${}^{82} L = 2d + 25 \quad (68)$$

$$L = 2 * 6 + 25 = 30 \text{ mm}$$

Un perno M6 tiene una resistencia a la tensión de 400 MPa, una resistencia a la fluencia de 240 MPa.

$$\tau_{max} = \frac{294N}{36.6 \text{ mm}^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{294N}{0.0000366\text{m}^2} = 8.037\text{MPas}$$

El cortante en los dientes del tornillo es de 8.037 MPa, Se puede concluir que con estos sujetadores no sufrirá roturas ni fisuras porque su resistencia es mucho mayor a la que actúa en su cuerpo. Al momento de llevar a cabo la construcción se hizo una rosca de 8 hilos la cual tiene una longitud de 10 mm.

• **Conjunto tuerca y carro eje Z.** También para acoplar el tornillo de bolas recirculantes con la estructura del eje z se usaron tornillos los cuales deben soportar un peso de 10 kg. Se utilizó un perno con un diámetro básico de 6 mm, cuyo paso es de 1 mm con un área de esfuerzo de tensión 20.1 mm<sup>2</sup>. Entonces la longitud del sujetador es:

Ver la (Ec. 68).

---

<sup>82</sup> BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. McGraw Hill, 2008. p. 408.

$$L = 2 * 3 + 12 = 18 \text{ mm}$$

La rosca fallará por cortante, en el área del cilindro que genera en el diámetro medio  $d$ . Un perno M3 tiene una resistencia a la tensión de 400 MPas, una resistencia a la fluencia de 240 MPa.

$$\tau_{max} = \frac{294N}{20.1mm^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{98.1N}{0.0000021m^2} = 4.8 \text{ MPa}$$

El cortante en los dientes del tornillo es de 19.6 MPa, Se puede concluir que con estos sujetadores no sufrirán roturas ni fisuras porque su resistencia es mucho mayor a la carga que actúa en su cuerpo. Al momento de llevar a cabo la construcción se hizo una rosca de 6 hilos la cual tiene una longitud de 8 mm.

• **Acople viga con la mesa CNC.** También se usaron tornillos para acoplar la base de la bancada con la viga que soporta la mesa CNC. Estos fueron diseñados para soportar un peso de 200kg. Se utilizó un perno con un diámetro básico de 10 mm, cuyo paso es de 1.5 mm con un área de esfuerzo de tensión 58.0 mm<sup>2</sup>. Entonces la longitud del sujetador es:

Ver la (Ec. 68).

$$L = 2 * 10 + 25 = 45 \text{ mm}$$

En la Figura 49, se puede observar la bancada acoplada con la viga que soporta la mesa.

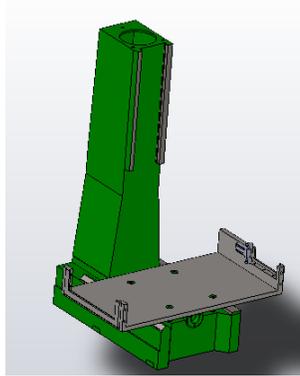


Figura 49. Bancada de la máquina.  
Fuente: realizada por los autores

La rosca fallará por cortante, en el área del cilindro que genera en el diámetro medio  $d$ . Un perno M10 tiene una resistencia a la tensión de 400 MPa, una resistencia a la fluencia de 240 MPa.

$$\tau_{max} = \frac{1962N}{58.0mm^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{1962N}{0.000058m^2} = 33.8 MPas$$

El cortante en los dientes del tornillo es de 33.8 MPa, Se puede concluir que con estos sujetadores no sufrirá roturas ni fisuras porque su resistencia es mucho mayor a la que actúa en su cuerpo. Al momento de llevar a cabo la construcción se hizo una rosca de 20 hilos la cual tiene una longitud de 40 mm.

**5.2.4 Elección y diseño del acople que transmite la fuerza del motor.** Se tenían tres opciones para hacer la transmisión de fuerza, del motor al tornillo de bolas, las cuales eran:

- **Alternativa de solución 1.** Colocar el eje del motor al tornillo de bolas mediante un acople mecánico pero por el diseño estructural de la máquina sería complicado el ajuste del eje con el tornillo.
- **Alternativa de solución 2.** Mediante piñones conectar el eje del motor al tornillo pero su costo es elevado y se perderá precisión con el tiempo por el desgaste en los dientes de los piñones y esto para la máquina de circuitos impresos sería una falla grave.
- **Alternativa de solución 3.** Fue hacer la transferencia mecánica mediante una banda dentada por medio de poleas conectadas al eje del motor y al tornillo de bolas, esto protege el sistema además no se pierde precisión y al ser larga la vida útil de una polea el mantenimiento será en largos periodos de tiempo.
- **Solución adoptada.** Para escoger la solución apropiada se utilizó el método de criterio de evaluación, donde (5) es la más alta y (1) es la más baja. En la Tabla 2, se muestra una tabla de criterios de evaluación para escoger la bancada.

Tabla 10. Criterios de selección para el acople del motor.

características a evaluar	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Precisión	4	4	5
Fácil acople	1	1	3
Vida útil.	4	3	5
Cambio	4	1	3
TOTAL	13	9	16

Fuente: realizada por los autores.

**5.2.4.1 Cálculos de correas y poleas para el eje z.** Se desea seleccionar una correa dentada para las siguientes características:

Potencia a transmitir= 0.1037 Hp, debido a la potencia de los motores calculados.

Velocidad en la polea conducida=840rpm.

Velocidad en la polea conductora= 1150rpm.

Forma de transmisión de potencia y aplicación= motor DC para máquina de herramienta.

Distancia entre centros=124 mm.

En la Figura 50, se puede observar las partes de una correa dentada.

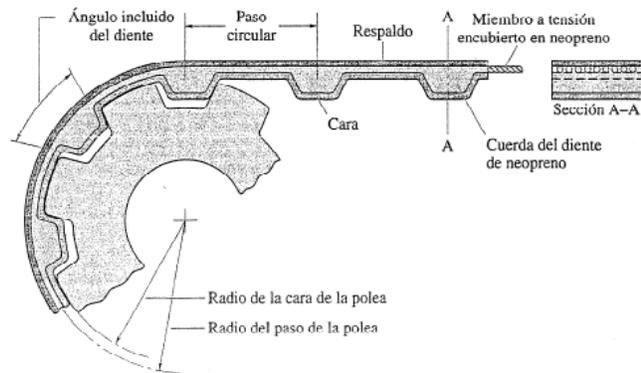


Figura 50. Correa dentada.

Fuente: HAMROCK, Bernard. JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. Mc Graw Hill. 2005. p. 844.

Fórmula de relación de transmisión de la correa.

Siendo:

$d_{p1}$  y  $d_{p2}$  los diámetros primitivos de la polea.

$n1$  y  $n2$  el número de revoluciones de ambas poleas.

$$^{83} d_{p1} * n1 = d_{p2} * n2 \quad (69)$$

$$z1 * n1 = z2 * n2$$

Siendo:

$Z2$ = número de dientes de la polea 2.

$Z1$ =número de dientes de la polea 1.

---

<sup>83</sup> HAMROCK, Bernard. JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill. 2005. p. 828.

$$d_{p2} = \frac{d_{p1} * n1}{n2}$$

$$d_{p2} = \frac{57 * 1150}{840}$$

$$d_{p2} = 78$$

El número mínimo de dientes en contacto entre la polea más pequeña y la correa se calcula por:

$$^{84} z_c = \frac{\beta}{360} * z_1 \quad (70)$$

Siendo:

Z<sub>c</sub>= número de dientes en contacto.

β= ángulo de contacto polea-correa.

Z<sub>1</sub>= número de dientes de la polea.

$$z_c = \frac{220}{360} * 40 = 24.4$$

En la Figura 51, se puede observar los diferentes ángulos de brazo de las correas dentadas.

---

<sup>84</sup> HAMROCK, Bernard. JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill. 2005. p. 835.

$\frac{d_{ag} - d_{fk}}{d_{nom}}$	$\beta \approx$	$e_1$
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

Figura 51. Diferentes de brazo.

Fuente: HAMROCK, Bernard. JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. Mc Graw Hill. 2005. p. 837.

Potencia corregida se obtiene afectando la potencia a transmitir (P) de los correspondientes coeficientes de corrección según la fórmula:

$$^{85} P_c = P(C1 + C2 + C3) \quad (71)$$

Siendo:

C1= coeficiente de corrección debido a sobrecargas en la transmisión.

En la Tabla 9, se muestran los coeficientes de corrección.

Tabla 11. Coeficiente de corrección debido a sobrecargas en la transmisión

Máquinas herramientas fresadoras, taladros, tornos, roscadoras, entalladoras, fresadoras, cepilladoras, rectificadoras.	C1= 1.4-1.8
---	-------------

Fuente: realizada por los autores.

<sup>85</sup> HAMROCK, Bernard. JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill. 2005. p. 826.

C2= coeficiente de corrección debido a la multiplicación y se obtiene según el número de dientes de contacto de la correa con la polea.

$$\text{Si } \frac{z_1}{z_2} \leq 1 \text{ entonces } C2 = 0$$

$$\frac{40}{65} \leq 1 \text{ Entonces } C2 = 0$$

C3= coeficiente de corrección debido al tiempo continuado de funcionamiento.

En la Tabla 10, se muestran el coeficiente de corrección debido al tiempo continuo de funcionamiento

Tabla 12. Coeficiente de corrección debido al tiempo continuado de funcionamiento.

Tipo de funcionamiento	C3
Continuo 16 – 24 horas	0.1

Fuente: realizada por los autores.

$$Pc = 0.1037 Hp(1.4 + 0 + 0.1) = 0.1555 Hp$$

En la Figura 52, se muestran los pasos normalizados de la polea dentada.

Parámetro	Tipo de perfil				
	XL	L	H	XH	XXH
Paso $p_b$ (mm)	5,080	9,525	12,700	22,225	31,750
Ángulo de flanco $\alpha$	25°	20°	20°	20°	20°
Espesor del diente $s$ (mm)	2,57	4,65	6,12	12,57	19,05
Altura del diente $h_t$ (mm)	1,27	1,91	2,29	6,35	9,53
Altura total $h_s$ (mm)	2,3	3,6	4,3	11,2	15,7
Número mínimo recomendado de dientes en la polea	12 – 10	16 – 12	20 – 17	26 – 22	26 - 22

Figura 52. Pasos de correa dentada.

Fuente: catálogo de correas SKF.

El tipo de perfil de la correa que se escogió fue XL por su paso pequeño.  
Longitud de la correa.

$${}^{86} l = \frac{1}{2} \left[ 2Cd + \frac{\pi}{2} (d_{p2} - d_{p1}) + \frac{(d_{p2} + d_{p1})^2}{4Cd} \right] \quad (72)$$

$$l = \frac{1}{2} \left[ 2 * 124 + \frac{\pi}{2} (78 - 57) + \frac{(78 + 57)^2}{4 * 124} \right] = 158 \text{ mm}$$

En la Tabla 11, se puede observar los anchos normalizados de las correas tipo XL.

Tabla 13. Anchos normalizados de correas tipo XL.

Designación	Pulgadas	mm
25	1/4	6.3
31	5/16	7.9
37	3/8	9.4
50	1/2	12.7

Fuente: realizada por los autores.

$${}^{87} b = \frac{Pc}{Pb} \text{ cm} \quad (73)$$

Siendo:

Pc= potencia corregida.

---

<sup>86</sup> HAMROCK, Bernard. JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. McGraw Hill. 2005. p. 831.

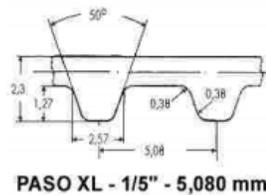
<sup>87</sup> HAMROCK, Bernard. JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. Mc Graw Hill. 2005. p. 829.

Pb= potencia base.

$$b = \frac{0.1555}{0.1037} \text{ cm}$$

$$b = 15 \text{ mm}$$

Se escogió una correa con un tipo de perfil XL, una longitud 158 mm y un paso de 5.080 mm. En la Figura 53, se observa la lista de las correas dentadas.



Ref. correa	DIENTES	Lw mm
60 XL	30	152,40
70 XL	35	177,80
80 XL	40	203,20
90 XL	45	228,60
100 XL	50	254,00
110 XL	55	279,40
120 XL	60	304,80
130 XL	65	330,20
140 XL	70	355,60
150 XL	75	381,00
160 XL	80	406,40
170 XL	85	431,80

Figura 53. Lista de correas dentadas.

Fuente: catálogo de correas SKF.

**5.2.4.2 Cálculos de correas y poleas para el eje X.** Se desea seleccionar una correa dentada para las siguientes características:

Potencia a transmitir= 0.159 Hp debido a la potencia de los motores.

Velocidad en la polea conducida= 840rpm.

Velocidad en la polea conductora= 1500rpm.

Forma de transmisión de potencia y aplicación= motor DC para máquina de herramienta.

Distancia entre centros=133 mm.

Fórmula de relación de transmisión de la correa.

Siendo:

$d_{p1}$  y  $d_{p2}$  los diámetros primitivos de la polea.

$n1$  y  $n2$  el número de revoluciones de ambas poleas.

Ver la (Ec. 69)

$$z1 * n1 = z2 * n2$$

Siendo:

$Z2$ = número de dientes de la polea 2.

$Z1$ =número de dientes de la polea 1.

$$d_{p2} = \frac{d_{p1} * n1}{n2}$$

$$d_{p2} = \frac{50 * 1500}{840}$$

$$d_{p2} = 90$$

El número mínimo de dientes en contacto entre la polea más pequeña y la correa se calcula por:

Ver la (Ec. 70).

Por la Figura 46, se puede calcular el número de dientes de contacto.

$$z_c = \frac{220}{360} * 40 = 24.4$$

Potencia corregida se obtiene afectando la potencia a transmitir (P) de los correspondientes coeficientes de corrección según la fórmula:

$$\text{Si } \frac{z_1}{z_2} \leq 1 \text{ entonces } C_2 = 0$$

$$\frac{40}{65} \leq 1 \text{ Entonces } C_2 = 0$$

C3= coeficiente de corrección debido al tiempo continuado de funcionamiento. (Véase la Tabla 9).

Ver la (Ec. 71).

$$P_c = 0.159 H_p(1.4 + 0 + 0.1)$$

$$P_c = 0.2385 H_p$$

El tipo de perfil de la correa que se escogió fue XL por su paso pequeño. (Véase la Figura 47).

Longitud de la correa:

Ver la (Ec.72).

$$l = 1/2 \left[ 2 * 133 + \frac{\pi}{2} (90 - 50) + \frac{(90 + 50)^2}{4 * 133} \right]$$

$$l = 182 \text{ mm}$$

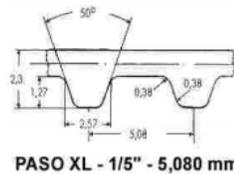
Ancho de correas tipo XL. (Véase la Tabla 10).

Ver la (Ec 73).

$$b = \frac{0.2385}{0.159} \text{ cm}$$

$$b = 15 \text{ mm}$$

Se escogió una correa con un tipo de perfil XL, una longitud 182 mm y un ancho 12.7 mm y un paso de 5.080 mm. En la Figura 54, se puede observar la lista de correas de SKF.



Ref. correa	DIENTES	Lw mm
60 XL	30	152,40
70 XL	35	177,80
80 XL	40	203,20
90 XL	45	228,60
100 XL	50	254,00
110 XL	55	279,40
120 XL	60	304,80
130 XL	65	330,20
140 XL	70	355,60
150 XL	75	381,00
160 XL	80	406,40
170 XL	85	431,80

Figura 54. Catálogo de correas de SKF.

Fuente: realizada por los autores.

**5.2.4.3 Cálculos de correas y poleas para el eje Y.** Se desea seleccionar una correa dentada para las siguientes características:

Potencia a transmitir= 0.1722 Hp por el cálculo de los motores.

Velocidad en la polea conducida= 840rpm.

Velocidad en la polea conductora= 1800rpm.

Forma de transmisión de potencia y aplicación= motor DC para máquina de herramienta.

Distancia entre centros=133 mm

Fórmula de relación de transmisión de la correa.

Siendo:

$d_{p1}$  y  $d_{p2}$  los diámetros primitivos de la polea.

$n1$  y  $n2$  el número de revoluciones de ambas poleas.

Ver la (Ec. 69)

$$z1 * n1 = z2 * n2$$

Siendo:

$Z2$ = número de dientes de la polea 2.

$Z1$ =número de dientes de la polea 1.

$$d_{p2} = \frac{d_{p1} * n1}{n2}$$

$$d_{p2} = \frac{35 * 1800}{840}$$

$$d_{p2} = 75$$

El número mínimo de dientes en contacto entre la polea más pequeña y la correa se calcula por:

Por la Figura 46, se puede calcular el número de dientes de contacto.

Ver la (Ec. 70).

$$z_c = \frac{220}{360} * 48 = 29.33$$

Potencia corregida se obtiene afectando la potencia a transmitir (P) de los correspondientes coeficientes de corrección según la fórmula:

$$\text{Si } \frac{z_1}{z_2} \leq 1 \text{ entonces } C_2 = 0$$

$$\frac{40}{65} \leq 1 \text{ Entonces } C_2 = 0$$

C3= coeficiente de corrección debido al tiempo continuado de funcionamiento. (Véase la Tabla 9).

Ver la (Ec. 71).

$$P_c = 0.1722 H_p(1.4 + 0 + 0.1)$$

$$P_c = 0.2583 H_p$$

El tipo de perfil de la correa que se escogió fue XL por su paso pequeño. (Véase la Figura 47).

Longitud de la correa:

Ver la (Ec.72).

$$l = 1/2 \left[ 2 * 133 + \frac{\pi}{2} (75 - 35) + \frac{(35 + 75)^2}{4 * 133} \right]$$

$$l = 175 \text{ mm}$$

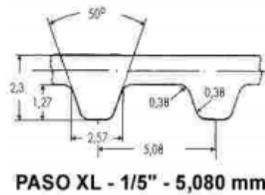
Ancho de correas tipo XL. (Véase la Tabla 10).

Ver la (Ec. 73).

$$b = \frac{0.2385}{0.1722} \text{ cm}$$

$$b = 13.8 \text{ mm}$$

Se escogió una correa con un tipo de perfil XL, una longitud 355 mm y un ancho 12.7 mm y un paso de 5.080 mm. En la Figura 55, se puede observar la lista de correas de SKF.



Ref. correa	DIENTES	Lw mm
60 XL	30	152,40
70 XL	35	177,80
80 XL	40	203,20
90 XL	45	228,60
100 XL	50	254,00
110 XL	55	279,40
120 XL	60	304,80
130 XL	65	330,20
140 XL	70	355,60
150 XL	75	381,00
160 XL	80	406,40
170 XL	85	431,80

Figura 55. Catálogo de correas SKF.

Fuente: realizada por los autores.

**5.2.5 Torque para los motores.** El torque de los motores se cálculo teniendo en cuenta los movimientos que realizan los ejes. A continuación se mostrarán los cálculos para hallar la potencia de los motores, en un sistema contornillo de bolas recirculantes.

El eje de salida de la unidad motriz acciona un husillo con bolas recirculantes, la fuerza de empuje ( $F_{ext}$ ) y la velocidad de avance se usan junto con el paso del husillo para calcular el par de salida y la velocidad de salida del accionamiento, en este tipo de transmisión puede haber pérdidas muy importantes según la combinación de tipo de rosca del husillo y la tuerca deslizante. La eficiencia de una tuerca deslizante puede estar entre 20% y 50%. En cambio una tuerca con recirculación de bolas puede alcanzar una eficiencia del 95%. En la Figura 56, se puede observar el conjunto del tornillo y el motor con sus respectivas fuerzas.

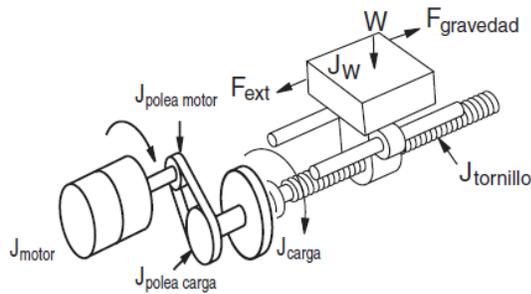


Figura 56. Conjunto tornillo motor.  
Fuente: realizada por los autores.

**5.2.5.1 Cálculos para el motor del eje X.** Primero se cálculo la fuerza de fricción necesaria para mover la carga con un coeficiente de fricción entre el patín y la guía el cual es  $\mu=0.003$ , y el peso que mueve en el eje X son 100 kg. En la Tabla 16, se observan los coeficientes de fricción de los husillos.

Tabla 14. Tabla de coeficientes de fricción de husillos.

Material	Coefficiente
Acero en acero (sucio)	0.58
Acero en acero (lubricado)	0.15
Teflón en acero	0.04
Husillo de bolas	0.003

Fuente: realizada por los autores.

$${}^{88} F_r = F_{ext} + F_{fricción} + F_{gravedad} \quad (74)$$

$$F_r = 0 + 0.003 * 100kg * 9.81 \frac{m}{s^2} + 0$$

$$F_r = 2.943 N$$

<sup>88</sup> MAZURKIEWICZ, John. . The basics of motion control. Parte 1. Baldor Electric Co. 2005.p. 45.

Al utilizar guías y patines de bolas se obtiene un coeficiente de fricción muy bajo, transformando la fuerza a un par que por medio de un husillo de paso de 6 mm y un rendimiento de 90% va suministrado hacia el eje del motor. En la Tabla 17, se muestra la eficiencia de los husillos.

Tabla 15. Eficiencia de husillos.

Tipo	Eficiencia
Tuerca de bolas	0.90
Tuerca de plástico	0.65
Tuerca de metal	0.40

Fuente: realizada por los autores.

Torque de fricción.

$${}^{89} T_r = \frac{P}{2\pi} * \frac{F_r}{e} \quad (75)$$

$$T_r = \frac{0.006}{2\pi} * \frac{2.943N}{0.90}$$

$$T_r = 0.0031 N * m$$

Análisis de inercia.

---

<sup>89</sup> MAZURKIEWICZ, John. . The basics of motion control. Parte 1. Baldor Electric Co. 2005.p. 45.

$${}^{90} J_t = \frac{\left(\frac{W}{e} * \left(\frac{1}{2\pi P}\right)^2\right)}{N^2} + J_{ls} + J_m \quad (76)$$

Inercia de la carga teniendo en cuenta la relación de poleas y su eficiencia.

$$J_c = \frac{\frac{100kg}{0.9} * \left(\frac{1}{2 * \pi * \frac{166.66rev}{m}}\right)^2}{0.55^2}$$

$$J_c = 0.000333 \text{ kg} * m^2$$

Inercia del husillo.

$${}^{91} J_{ls} = \frac{\pi L \rho R^4}{2g} \quad (77)$$

$$J_{ls} = \frac{\pi * 0.6m * 7850kg/m^3 * 0.012^4 m}{2 * 9.8m/s^2}$$

$$J_{ls} = 0.000015 \text{ kg} * m^2$$

Inercia total.

$$J_t = 0.000015 \text{ kg} * m^2 + 0.000333 \text{ kg} * m^2 = 0.000348 \text{ kg} * m^2$$

---

<sup>90</sup> MAZURKIEWICZ, John. . The basics of motion control. Parte 1. Baldor Electric Co. 2005.p. 45.

<sup>91</sup> MAZURKIEWICZ, John. . The basics of motion control. Parte 1. Baldor Electric Co. 2005.p. 45.

Velocidad requerida para el motor.

$${}^{92} Nb = \left(\frac{60}{p}\right) * vl \quad (78)$$

$$Nb = \left(\frac{60}{0.006m}\right) * \frac{0.10m}{s} = 1000 rpm$$

El torque requerido para acelerar la inercia es.

$${}^{93} T_{acel} = J_{total} * \alpha_{acc} + T_r \quad (79)$$

$$T_{acel} = 0.000348kg * m^2 * \frac{700rpm}{0.5s} + 0.0031N * m$$

$$T_{acel} = 0.49N * m$$

Torque necesario requerido del motor es.

$${}^{94} T_{movimiento} = T_{acel} + T_{resis} \quad (80)$$

$$T_{movimiento} = 0.49 N * m + 0.031N * m = 0.52 N * m$$

Potencia del motor.

---

<sup>92</sup> MAZURKIEWICZ, John. . The basics of motion control. Parte 1. Baldor Electric Co. 2005.p. 36.

<sup>93</sup> MAZURKIEWICZ, John.. The basics of motion control. Parte 1. Baldor Electric Co. 2005.p. 37.

<sup>94</sup> MAZURKIEWICZ, John . The basics of motion control. Parte 1. Baldor Electric Co. 2005.p. 36.

$${}^{95} T_{movimiento} = T_{acel} + T_{resis} \quad (81)$$

$$P = \frac{0.52 N * M * 1000}{7124.3}$$

$$P = 0.072 Hp$$

Potencia del movimiento

$$P_{movimiento} = P_{carga}$$

$$P = 0.072 Hp$$

**5.2.5.2 Cálculos para el motor del eje Y.** Primero se cálculo la fuerza de fricción necesaria para mover la carga con un coeficiente de fricción entre el patín y la guía el cual es  $\mu=0.10$  y el peso que mueve en el eje Y son 100 kg. (Véase la Tabla 16).

Ver la (Ec. 77).

$$F_r = 0 + 0.1 * 100kg * 9.81 \frac{m}{s^2} + 0$$

$$F_r = 98 N$$

---

<sup>95</sup> MAZURKIEWICZ, John . The basics of motion control. Parte 1. Baldor Electric Co. 2005.p. 36.

Al utilizar guías y patines de bolas se obtiene un coeficiente de fricción muy bajo, transformando la fuerza a un par que por medio de un husillo de paso de 6 mm y un rendimiento de 65% va suministrado hacia el eje del motor. (Véase la Tabla 17).

Torque de fricción.

Ver la (Ec. 78).

$$T_r = \frac{0.005}{2\pi} * \frac{39.2N}{0.65}$$

$$T_r = 0.11 N * m$$

Análisis de inercia.

Ver la (Ec. 79).

Inercia de la carga teniendo en cuenta la relación de poleas y su eficiencia.

$$J_c = \frac{\frac{100kg}{0.65} * \left(\frac{1}{2 * \pi * \frac{180rev}{m}}\right)^2}{0.53^2}$$

$$J_c = 0.00042 kg * m^2$$

Inercia del husillo.

Ver la (Ec. 80).

$$J_{ls} = \frac{\pi * 0.4m * 7850kg/m^3 * 0.012^4 m}{2 * 9.8m/s^2}$$

$$J_{ls} = 0.0000104 kg * m^2$$

Inercia total.

$$J_t = 0.0000104 kg * m^2 + 0.00042 kg * m^2 = 0.0004304 kg * m^2$$

Velocidad requerida para el motor.

Ver la (Ec. 81).

$$Nb = \left( \frac{60}{0.006m} \right) * \frac{0.10m}{s} = 1000 rpm$$

El torque requerido para acelerar la inercia es.

Ver la (Ec. 82).

$$T_{acel} = 0.0004304kg.m^2 * \frac{700rpm}{0.5s} + 0.11N.m$$

$$T_{acel} = 0.712N * m$$

Torque necesario requerido del motor.

$$T_m = T_{acel} + T_{resis} = 0.712 N * m + 0.047N * m = 0.822 N * m$$

Potencia del motor.

Ver la (Ec. 83).

$$P = \frac{0.822 N * M * 1000}{7124.3}$$

$$P = 0.115 Hp$$

Potencia del movimiento.

$$P_{movimiento} = P_{carga}$$

$$P = 0.115 Hp$$

**5.2.5.3 Cálculos para el motor del eje Z.** Primero se cálculo la fuerza de fricción necesaria para mover la carga con un coeficiente de fricción entre el patín y la guía el cual es  $\mu=0.003$  y el peso que mueve en el eje Y son 10 kg. (Véase la Tabla 16).

Ver la (Ec. 77).

$$F_r = 0 + 0.003 * 10kg * 9.81 \frac{m}{s^2} + 0$$

$$F_r = 0.294 N$$

Al utilizar guías y patines de bolas se obtiene un coeficiente de fricción muy bajo, transformando la fuerza a un par que por medio de un husillo de paso de 5 mm y un rendimiento de 90% va suministrado hacia el eje del motor. (Véase la Tabla 17).

Torque de fricción.

Ver la (Ec. 78).

$$T_r = \frac{0.005}{2\pi} * \frac{0.294N}{0.90}$$

$$T_r = 0.000259 N * m$$

Análisis de inercia.

Ver la (Ec. 79).

Inercia de la carga teniendo en cuenta la relación de poleas.

$$J_c = \frac{\frac{10kg}{0.9} * \left( \frac{1}{2 * \pi * \frac{180rev}{m}} \right)^2}{0.73^2}$$

$$J_c = 0.00001628 kg * m^2$$

Inercia del husillo.

Ver la (Ec. 80).

$$J_{ls} = \frac{\pi * 0.22m * 7850kg/m^3 * 0.006^4 m}{2 * 9.8m/s^2}$$

$$J_{ls} = 0.000000358 kg * m^2$$

Inercia total.

$$J_t = 0.000000358 kg * m^2 + 0.00001628 kg * m^2 = 0.00001663 kg * m^2$$

Velocidad requerida para el motor.

Ver la (Ec. 81).

$$Nb = \left( \frac{60}{0.005m} \right) * \frac{0.07m}{s} = 840 rpm$$

El torque requerido para acelerar la inercia.

Ver la (Ec. 82).

$$T_{acel} = 0.00001663 kg * m^2 * \frac{700 rpm}{0.2s} + 0.000259 N * m$$

$$T_{acel} = 0.0584N * m$$

Torque necesario requerido del motor.

$$T_{movimiento} = T_{acel} + T_{resis} = 0.0584 N * m + 0.000259 N * m = 0.0587 N * m$$

Potencia por carga.

Ver la (Ec. 83).

$$P = \frac{0.0587 N * M * 1000}{7124.3}$$

$$P = 0.0082 Hp$$

Potencia del movimiento.

$$P_{movimiento} = P_{carga}$$

$$P = 0.0082 Hp$$

**5.2.6 Selección de los motores.** En este cuadro se ven algunas de las ventajas y desventajas de tres tipos de motores pasó a paso, servo con escobillas y servos sin escobillas. Para determinar qué tipo de motores se utilizaron en la aplicación, se tienen en cuenta las siguientes características. En la Tabla 14, se puede ver las características de los motores.

Tabla 16. Tabla de motores.

<b>Descripción</b>	<b>Características</b>
<b>Motores paso a paso</b>	Costos bajos
	Estabilidad baja
	Velocidad de 0 a 1500 RPM
	Torque elevado (cae con la velocidad)
	No requiere retroalimentación
	No requiere mantenimiento
	Excelente limpieza
<b>Servomotor con Escobillas</b>	Costos medio
	Estabilidad excelente
	Velocidad de 0 a 6000 RPM
	Torque medio
	Requiere retroalimentación
	Requiere mantenimiento
	Polvillo en las escobillas
<b>Servomotores sin escobillas</b>	Costos Elevado
	Estabilidad buena
	Velocidad de 0 a 10000 RPM
	Torque elevado
	No requiere retroalimentación
	No requiere mantenimiento
	Excelente limpieza

Fuente: realizada por los autores.

Según las características referencias. (Véase la Tabla 14), Se decido escoger un servomotor con escobillas.

Los criterios de selección para el servomotor con escobillas fueron los costos ya que todos los motores mencionados anteriormente cumplen los requisitos de potencia, torque y precisión de la máquina. Asimismo cada dispositivo cuenta con un codificador rotatorio con 500 pulsos por revolución.

Los motores escogidos para los ejes XYZ son serie 1302 BRUSHLESS DC. En la Figura 57, se observa las dimensiones del motor.

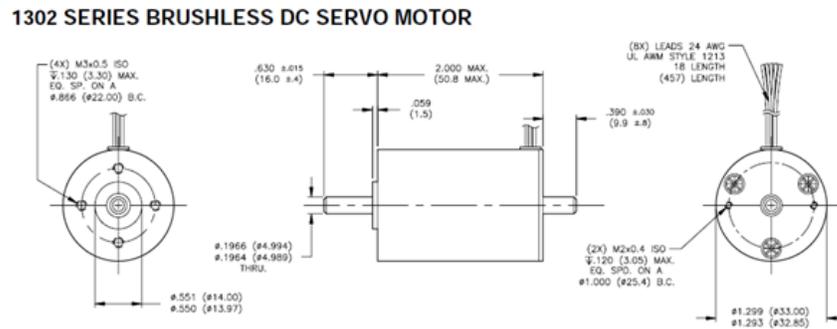


Figura 57. Diagrama del motor.

Fuente: catálogo de servo motores PITTMAN.

Los motores del eje XY trabajan a 24V con una potencia de 0.172 Hp una corriente de arranque de 1.5 A, corriente nominal de 1 A y una velocidad de 5800 rpm.

El motor del eje Z trabaja el 12 V con una potencia 0.1037 Hp una corriente de arranque de 1 A, una corriente nominal de 500 MA y una velocidad de 5200 rpm. En la Figura 58, se puede observar las características del motor escogido.

Motor Data	Symbol	Units	Winding Designation							
			9.55 V	12.0 V	15.2 V	19.1 V	24.0 V	30.3 V	38.2 V	48.0 V
Supply Voltage (Reference)	$V_s$	V	9.55	12.0	15.2	19.1	24.0	30.3	38.2	48.0
Continuous Torque	$T_c$	oz-in Nm	7.0 0.049							
Speed @ Cont. Torque	$S_c$	rpm	5320	5510	5520	5690	5800	5640	5800	5890
Current @ Cont. Torque	$I_c$	A	4.24	3.39	2.61	2.12	1.70	1.31	1.06	0.85
Continuous Output Power	$P_{o,c}$	W	24	24	24	25	26	25	26	26
Motor Constant	$K_M$	oz-in/VW Nm/VW	2.45 0.0173							
Torque Constant	$K_T$	oz-in/A Nm/A	1.76 0.0124	2.20 0.0155	2.86 0.0202	3.52 0.0249	4.40 0.0311	5.72 0.0404	7.04 0.0497	8.80 0.0621
Voltage Constant	$K_E$	V/krpm V/s/rad	1.30 0.0124	1.63 0.0155	2.11 0.0202	2.60 0.0249	3.25 0.0311	4.23 0.0404	5.21 0.0497	6.51 0.0621
Terminal Resistance	$R_{int}$	$\Omega$	0.58	0.87	1.35	2.06	3.13	5.12	7.88	12.1
Inductance	$L$	mH	0.27	0.42	0.71	1.1	1.7	2.9	4.3	6.8
No-Load Current	$I_{nl}$	A	0.34	0.27	0.21	0.17	0.14	0.10	0.09	0.07
No-Load Speed	$S_{nl}$	rpm	7180	7180	7180	7180	7180	7180	7180	7180
Peak Current	$I_{pk}$	A	16	14	11	9.3	7.7	5.9	4.8	4.0
Peak Torque	$T_{pk}$	oz-in Nm	32.0 0.226							
Coulomb Friction Torque	$T_f$	oz-in Nm	0.60 0.0042							
Viscous Damping Factor	$D$	oz-in/krpm Nm s/rad	0.023 $1.6 \times 10^{-6}$							
Electrical Time Constant	$\tau_e$	ms	0.53	0.53	0.53	0.53	0.53	0.53	0.53	0.53
Mechanical Time Constant	$\tau_m$	ms	6	6	6	6	6	6	6	6
Thermal Time Constant	$\tau_{th}$	min	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0
Thermal Resistance	$R_{th}$	$^{\circ}C/W$	23	23	23	23	23	23	23	23
Max. Winding Temperature	$\theta_{max}$	$^{\circ}C$	130	130	130	130	130	130	130	130
Rotor Inertia	$J_r$	oz-in-sec <sup>2</sup> kg m <sup>2</sup>	$2.8 \times 10^{-4}$ $1.9 \times 10^{-6}$							
Motor Weight (Mass)	$w_M$	oz g	6.50 184							

Figura 58. Características del motor escogido.

Fuente: catálogo de servo motores PITTMAN.

### 5.3 IDENTIFICACIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL

En la parte electrónica, eléctrica y software se realizó una sinergia en la cual se utilizó un programa de diseño de circuito llamado EAGLE 5.0, permitiendo al usuario diseñar e implementar un modelo de tarjeta electrónica de máximo dos capas, lo cual es suficiente para este proyecto, pues de acuerdo a los objetivos solo se dibujarán circuitos de una sola capa, también se conforma de un intérprete llamado MACH 3, este se en carga de recibir los comandos generados (Código G) por el software de diseño y convertirlos en señales para la interfaz. La última etapa se conforma de una interfaz y un controlador los cuales se encargan de convertir las señales a trenes de pulsos y distribuirlas tanto a los motores, finales de carrera y paradas de emergencia. En la Figura 59, se puede observar el diagrama del sistema de control.

El sistema de control está dividido en las siguientes partes:

- Diseño CAD/PC.
- Diseño CAD/CAM.

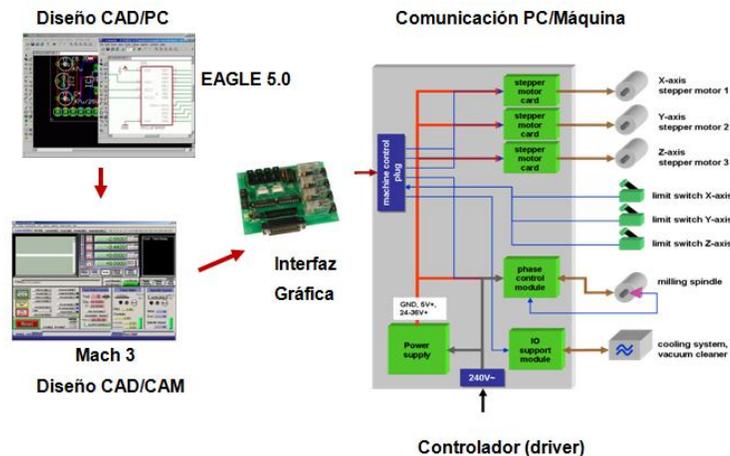


Figura 59. Diseño Comunicación PC/Máquina.

Fuente: realizada por los autores.

### 5.3.1 Diseño CAD/PC.

#### 5.3.1.1 Alternativas de solución software de diseño de PCB.

El software debe tener las siguientes cualidades:

- Permitir el diseño de PCB.
- Exporte código G.
- Permitir el diseño de las pisadas, los PADS y se acoja a las normas de diseño.

- **Alternativa de solución 1.** ORCAD Cadence, incluye herramientas de diseño para la realización de PCB, ya sea para equipos de diseño pequeños o para los diseñadores individuales. Su desventaja principal es que la licencia no es gratuita y costosa<sup>96</sup>. En la Figura 60, se observa la interfaz gráfica de ORCAD.

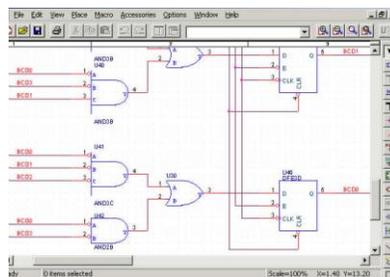


Figura 60. Circuito en ORCAD.

Fuente: obtenido de internet el 27 de noviembre del 2012, disponible en internet

<<http://www.cadxdesign.com/samples/orcad.htm>>.

---

<sup>96</sup> CADENSE. OrCAD Solutions. Obtenido El 27 de noviembre Del 2012, disponible en internet: <<http://www.cadence.com/products/orcad/pages/default.aspx>>

- **Alternativa de solución 2.** Proteus PCB Desing, tiene todas las funciones de captura de esquemáticos, altamente configurable a las reglas de diseño. Su desventaja principal es que la licencia no es gratuita y costosa<sup>97</sup>. En la Figura 61, se observa la interfaz gráfica de PROTEUS.

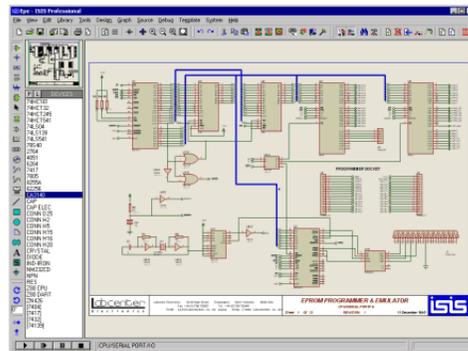


Figura 61. Circuito en proteus.

Fuente: obtenido de internet el 27 de noviembre del 2012, disponible en internet  
<<http://www.labcenter.com/index.cfm>>

- **Alternativa de solución 3.** EAGLE 5.5.0 es la forma de implementar programas de diseño y desarrollo de figuras en 2D o 3D, utilizando un amplio rango de herramientas computacionales puede generar varias capas de circuitos, exporta archivos Gerber .NC y tiene una licencia gratuita con una limitación de dos capas y un rango de fabricación de circuitos de 10x8 cm el cual se acople perfectamente con este proyecto<sup>98</sup>.

---

<sup>97</sup> LABCENTER Electronics. Obtenido El 27 de noviembre Del 2012, disponible en internet:  
<http://www.labcenter.com/index.cfm>.

<sup>98</sup> EAGLE PCB Software. Obtenido El 27 de noviembre Del 2012, disponible en internet:  
<http://www.cadsoftusa.com/?language=en>.

- **Solución Adoptada.** Para escoger la solución apropiada se utilizo el método de criterio de evaluación, donde (5) es la más alta y (1) es la más baja. En la Tabla 17, se puede observar los criterios de evaluación para escoger el software de control.

Tabla 17. Criterios de evaluación del software.

Características a Evaluar	Software 1	Software 2	Software 3
Costo y licencias	2	1	4
Exportación de Archivos .NC	4	2	5
Capacidad de Hardware	5	5	4
Amigable con el usuario	1	4	4
<b>TOTAL</b>	<b>12</b>	<b>12</b>	<b>17</b>

Fuente: realizada por los autores.

En esta aplicación se utilizó el programa EAGLE 5.7.0 para el diseño de circuitos. En la Figura 62, se observa una imagen de EAGLE 5.7.0.

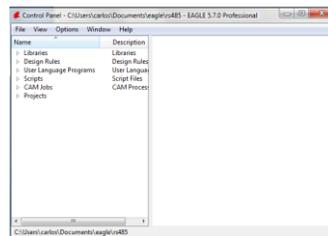


Figura 62. Programa EAGLE 5.7.0.

Fuente: obtenido de internet el 27 de noviembre del 2012, disponible en internet

<<http://www.labcenter.com/index.cfm>>

### 5.3.1.2 Como adquirir los códigos GERBER.

- Se debe diseñar un circuito en el software. (Sistema de conexiones).
- Diseñar el modelo computarizado de la baquelita, en esta aplicación será de una sola capa.

En la Figura 63, se observa una imagen de un circuito en EAGLE 5.7.0.

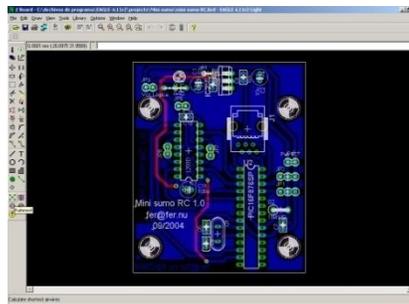


Figura 63. Imagen de un circuito en EAGLE.

Fuente: realizada por los autores.

- Generar el listado de códigos GERBER según los requerimientos, es decir si se van a diseñar las vías de contacto, los puntos de perforación, o el aislamiento de las vías de contacto. En la Figura 64, se observa la ventana de generación de códigos GERBER.

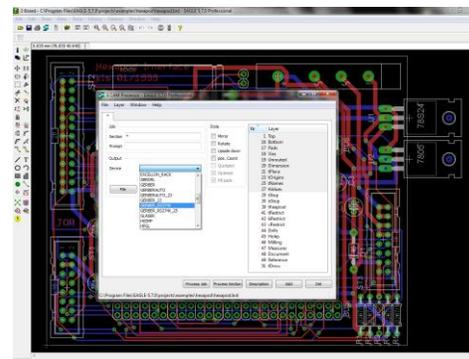


Figura 64. Generador de códigos GERBER.

Fuente: realizada por los autores.

- Se obtienen todos los códigos GERBER en un archivo .NC y este se carga a mach 3.

### 5.3.2 Conversión CAD/CAM.

#### 5.3.2.1 Alternativas de solución software.

El software debe tener las siguientes cualidades:

- Numero de secuencia N
- Funciones preparatorias G
- Programación de cuotas X-Z
- Programación de la herramienta T-D
- Factores tecnológicos F-S
- Factores de Geometría
- Funciones auxiliares M

• **Alternativa de solución 1.** MasterCam X5 es uno de los mejores programas CAD/CAM, permite crear círculos, líneas y cualquier superficie en tres dimensiones (X, Y, Z). Su desventaja principal es que la licencia gratuita es muy limitada y requiere actualizaciones constantemente. En la Figura 65, se observa la interfaz gráfica de MasterCam X5<sup>99</sup>.

---

<sup>99</sup> MASTERCAM Support. Obtenido El 27 de noviembre Del 2012, disponible en internet: <<http://www.mastercam.com/support/downloads/MastercamX5/Default.aspx>>

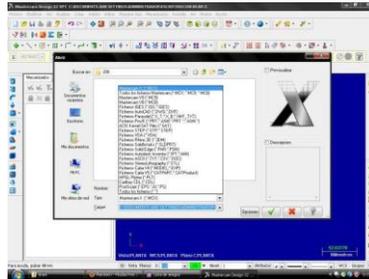


Figura 65. MasterCam X5.

Fuente: realizada por los autores.

- **Alternativa de solución 2.** Renishaw verifica piezas complejas con respecto al modelo CAD, sin necesidad de sacar la pieza de la máquina. Permite saber que la pieza es conforme con el modelo CAD desde el que se ha hecho. Su desventaja principal es que su licencia no es gratuita y su interfaz no es de fácil comprensión. En la Figura 66, se puede observar la interfaz gráfica de Renishaw<sup>100</sup>.

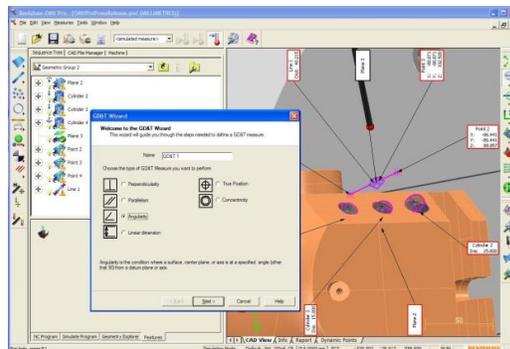


Figura 66. Renishaw.

Fuente: realizada por los autores.

- **Alternativa de solución 3.** MACH 3 es un sistema de control computarizado que permite la comunicaciones con los servomotores utilizando una PC. Además

<sup>100</sup> RENISHAW. Apply Innovation. Obtenido El 27 de noviembre Del 2012, disponible en internet: <<http://www.renishaw.com/en/renishaw-enhancing-efficiency-in-manufacturing-and-healthcare--1030>>

de esto es un sistema accesible y fácil de aprender. Lee archivos importados de EAGLE 5.0, maneja hasta 4 ejes.

Su desventaja es que es su versión de prueba solo puede leer hasta 500 líneas de código. En la Figura 67, se puede observar el logo de MACH 3.



Figura 67, MACH 3.

Fuente: realizada por los autores.

- **Solución Adoptada.** Para escoger la solución apropiada se utilizo el método de criterio de evaluación, donde (5) es la más alta y (1) es la más baja. En la Tabla 18, se puede observar los criterios de evaluación para escoger el software de control.

Tabla 18. Criterios de evaluación.

Características a Evaluar	Software 1	Software 2	Software 3
Costo y licencias	2	1	4
Lectura Archivos .NC	4	2	5
Capacidad de Hardware	1	1	4
Fácil programación	3	2	4
TOTAL	10	6	17

Fuente: realizada por los autores.

- **Características de solución adoptada.** Se ejecuta un lenguaje de computador que puede ser interpretado por los drivers de los motores con ayuda de una interfaz, en este caso se utiliza el software MACH 3. Este se va a encargar de visualizar el movimiento de los ejes, configura los ceros de la máquina, los sensores de control, se puede ver en tiempo real el mecanizado de la pieza y se seleccionan los buriles de la máquina. En la Figura 68, se muestra la interfaz gráfica de MACH 3.

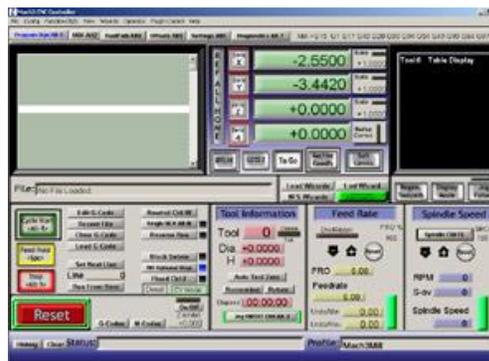


Figura 68. Interfaz MACH 3.

Fuente: realizada por los autores.

El Programa trabaja de la siguiente forma:

- Encendido del programa.
- Carga de archivo punto NC.
- Configuración de puertos.
- Iniciación del trabajo.

Visualización de la señal de paso proporcionada por MACH3 después de convertir el Código G en señales que puedan ser interpretadas por el motor. En la Figura 69, se muestran los anchos de pulsos y paso de MAC 3.

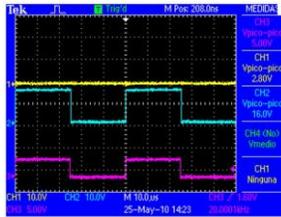


Figura 69. Pulsos de dirección y paso de MACH 3.

Fuente: realizada por los autores.

Este pulso varía según la velocidad en la cual se halla escogido trabajar en la máquina.

**5.3.2.2 Introducción al funcionamiento de MACH3.** Al empezar el programa deberá estar titilando el pulsador RESET. Lo que indica que el programa no moverá la máquina hasta tanto no se presione este botón y aparezca un color verde en el borde. Para que este interruptor luzca de un tono verde la máquina CNC deberá estar encendida. En la Figura 70, se muestra el botón de Reset de MACH 3.



Figura 70. Botón RESET.

Fuente: realizada por los autores.

A continuación en MACH3 se referencian los ejes para que el programa encuentre los ceros de la máquina, estos se ajustan con los finales de carrera instalados en cada eje. Luego se puede observar la sección de control del programa en código G. En la Figura 71, se observa la sección de control del código G.

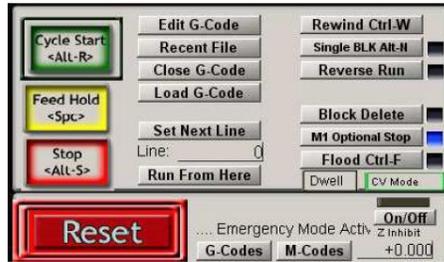


Figura 71. Sección de control de código G.

Fuente: realizada por los autores.

Con estas opciones se logra iniciar el programa, ya sea que el código G este cargado o se reinicie un programa ya existente. Además se consigue pausar el programa, editar el código, visualizar la lista de programas anteriormente cargados, ejecutar el programa línea por línea, entre otras aplicaciones.

**5.3.2.3 Posición y estado de los ejes.** Se observa en la Figura 72, la visualización de los tres ejes, donde además se verá el botón de referencia de los ejes el cual los envía a cero ayudados de los finales de carrera, también se puede referenciar el cero de trabajo y se consigue trabajar cada uno de los ejes llevándolos a una escala establecida.



Figura 72. Interfaz de los ejes en MACH 3.

Fuente: realizada por los autores.

**5.3.2.4 Ajuste de la velocidad y aceleración del motor.** La configuración del motor se puede ajustar en la opción MOTOR TUNING AND SETUP.

Existen tres configuraciones principales que se deben establecer para cada motor. "Pasos por", "velocidad" y "aceleración", "pasos por" es el número de pasos por pulgada o milímetro, el cual es el número de pasos que el motor tiene que girar con el fin de mover el CNC un milímetro o una pulgada, "aceleración" es la velocidad a la que el CNC puede acelerar de una parada muerta a la velocidad de trabajo, en pulgadas por segundo o mm por segundo. En la Figura 73, se muestra la ventana de la configuración de los motores.

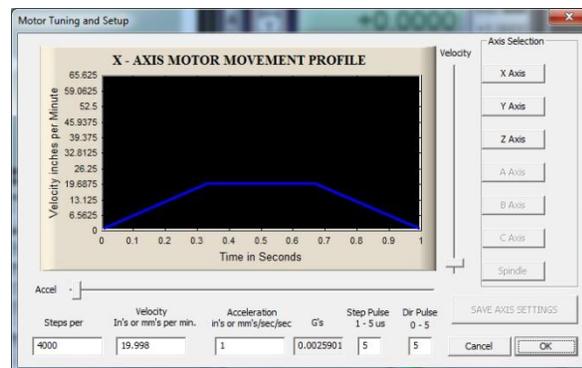


Figura 73. Configuración del motor

Fuente: realizada por los autores.

**5.3.2.5 Sección de avance.** En esta aplicación el usuario podrá ingresar un avance para movimientos de corte, además podrá observar el avance actual del motor del husillo mientras se ejecuta el valor presente del movimiento. Estos valores varían con las aceleraciones y desaceleraciones. En la Figura 74, se puede observar la interfaz de la velocidad de avance en MACH 3.



Figura 74. Interfaz de la velocidad de avance en MACH 3.

Fuente: realizada por los autores.

**5.3.2.6 Visualización del programa.** En la Figura 75, se observa la visualización de un programa ya antes cargado en Código G.

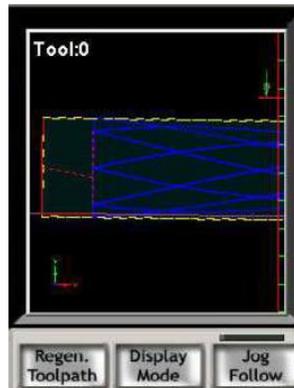


Figura 75. Visualización de un programa en MACH 3.

FUENTE: realizada por los autores.

**5.3.3 Comunicación PC-Máquina.** Esta aplicación consta del manejo de un posicionador de tres ejes de coordenadas. Para ello se dispone de:

- Drivers: Controlan los motores según las señales que recibe del PC.
- Interfaz gráfica: Comunica la PC con los drivers.

En la Figura 76 se puede observar el esquema del circuito de la interfaz electrónica.

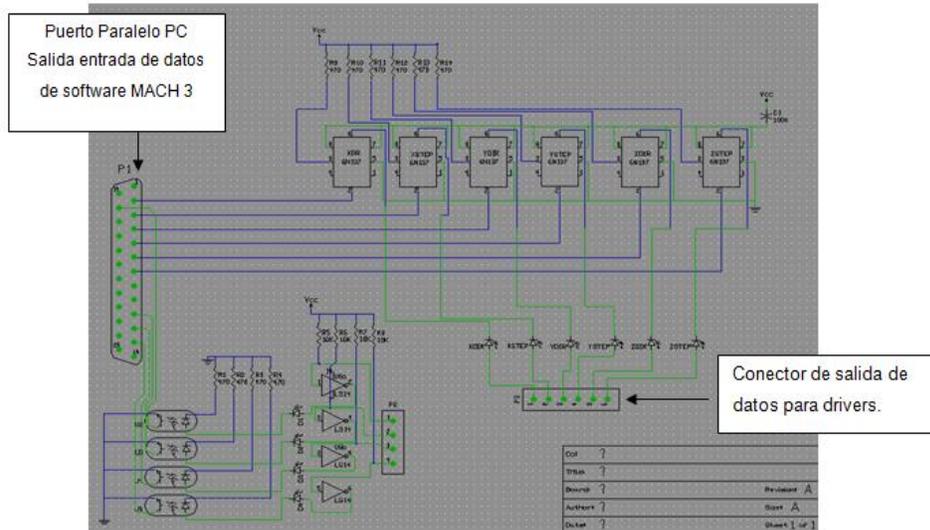


Figura 76. Interfaz gráfica.

Fuente: realizada por los autores.

**5.3.3.1 Interfaz gráfica.** La interfaz es el circuito encargado de hacer la comunicación entre el computador y el driver. Asimismo se encarga de la protección del sistema, desacoplando las tierras de potencia con la etapa de control. Como se puede observar en la figura 65, la Interfaz cuenta con 3 conectores para drivers, logrando manejar hasta 3 ejes. Además se acoplan 4 entradas del puerto paralelo donde se conectan los finales de carrera, la parada de emergencia, el encendido y apagado, adicionalmente se complementa con 2 relés para el funcionamiento del husillo o una sopladora para limpiar la viruta en la pieza. En la Tabla 19, se puede observar los pines de entrada y salida del puerto paralelo.

Tabla 19. Configuración de entradas y salidas del puerto paralelo.

PIN	Entrada/Salida	Función
2	Salida	X Paso
3	Salida	X Dir
4	Salida	Y Paso
5	Salida	Y Dir
6	Salida	Z Paso
7	Salida	Z Dir
10	Entrada	Lim X
11	Entrada	Lim Y
12	Entrada	Lim Z
13	Entrada	Home
14	Salida	Relé
15	Entrada	E Stop
16	Salida	Relé
17	Salida	Relé

Fuente: realizada por los autores.

Las señales que deben llegar a la interfaz desde el software de programación MACH 3 son las siguientes:

- Posición.
- Dirección.
- Cero de la máquina.

Después de tener esta información es procesado por los buffer del sistema y transmitida a los drivers.

**5.3.3.2 Drivers.** Cada controlador de manera independiente al recibir un pulso por flanco ascendente mueve el motor un paso o medio paso según la configuración, en este caso se utilizó un driver aplicado en servomotores, el cual mueve el motor según una orientación indicada por la señal de dirección de MACH 3, por ejemplo en sentido horario si esta en 1 lógico y anti horario si esta en cero. En este caso un 1 lógico corresponde a +12V. El controlador posee 10 terminales los cuales sirven de entrada y salida para la interfaz, el codificador rotatorio, el motor y la alimentación del sistema. (Véase la Tabla 20).

Tabla 20. Terminales del driver.

Terminal	Descripción
PowerGND.	Tierra de alimentación.
18 to 80 voltios.	Nivel de voltaje DC.
Armadura +.	Conexión al motor.
Armadura -.	Conexión al motor.
Encoder GND.	Tierra del encoder.
Encoder 5 voltios.	Nivel de voltaje DC del encoder.
Chanel A.	Señal del encoder.
Chanel B.	señal del encoder
Dir.	Pulso de dirección salida de la interfaz.
Step.	Pulso de paso salida de la interfaz.

Fuente: realizada por los autores.

## 5.4 SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS

**5.4.1 Alternativas de selección del Driver.** El driver es un componente el cual ofrece las siguientes características:

- Tipo de motor
- Alimentación
- Corriente
- Potencia de salida
- Comunicaciones
- Dimensiones

• **Alternativa de selección 1.** Mercury Servo Drive es un driver para servomotores DC. Su diseño incluye múltiples puertos de comunicaciones, dando al diseñador varias opciones para su interfaz. El diseño incluye también una gran variedad de mecanismos de protección (térmica, sobre corriente, sobre y bajo voltaje, etc.). Su desventaja principal es el costo. En la Figura 77, se puede observar un Mercury Servo Drive.



Figura 77. Mercury Servo Drive.

Fuente: realizada por los autores.

- **Alternativa de selección 2.** Gecko drive 320X es una driver para servo motores DC, capaz de manejar Motores Nema de un rango entre 17 – 42 y soporta encoders de alta resolución. Su guía de usuario es muy fácil de interpretar, además su costo y tiempo de entrega son muy buenos. (véase la Figura 76).

- **Solución Adoptada.** Para escoger la solución apropiada se utilizo el método de criterio de evaluación, donde (5) es la más alta y (1) es la más baja.

Tabla 21. Criterios de selección.

Características a Evaluar	Driver 1	Driver 2
Potencia	1	3
Velocidad	2	3
Inercia de Carga	4	3
En Torque Requerido	3	4
Requerimientos de frenado	3	3
Tamaño	2	4
Tipo de encoder	4	4
Costos	1	4
TOTAL	20	28

Fuente: realizada por los autores.

- **Características solución adoptada.** En este caso se utilizó un GECKO 320 drive para el control de servos. Este fue seleccionado debido a su bajo costo además se complementa muy bien con la marca de los servo motores adquiridos. En la Figura 78, se muestra la imagen de un GECKODRIVE.



Figura 78. GECKODRIVE.

FUENTE: <http://www.geckodrive.com/g320x.html>.

Este driver consta de las siguientes características. (Véase la Tabla 22).

Tabla 22. Características del driver.

	Mínimo	Máximo	Unidades
Tensión de alimentación	18	80	VDC
Corriente del Motor	0	20	La
Potencia de pérdidas	1	100	W
Temperatura	0	70	° C
Humedad	0	95	%
Motor Inductancia	1	50	mH
Frecuencia de entrada	0	200	kHz
Paso Pulse "0" Tiempo	2		uS
Paso Pulse "1" Tiempo	1		uS
Dirección de instalación (Antes de borde paso ascendente)	200		nS
Dirección de instalación (En espera después de un flanco ascendente)	200		nS
Señal de voltaje	3,3	5	VDC
Peso	3,6		oz
Encoder Corriente de suministro		50	mA
Encoder Tensión de alimentación		5	VDC

Fuente: <http://www.geckodrive.com/g320x.html>.

**5.4.2 Selección de los finales de carrera.** Los finales de carrera son dispositivos que tienen como objetivo enviar señales que puedan modificar el estado de un circuito. En la máquina de circuitos CNC se usaron para impedir que los ejes sufran golpes por el mal funcionamiento del control.

Se escogieron finales de carrera debido a la limitación de entradas que tiene el puerto paralelo, pues al instalar sensores se necesitaría una entrada por cada sensor, En cambio con estos interruptores se ubican en serie utilizando solo una entrada por los límites y el home de cada eje. En la Figura 79, se puede observar un final de carrera.



Figura 79. Final de carrera.

Fuente: realizada por los autores.

## 5.5 CONSTRUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO

**5.5.1 Reparaciones iniciales.** Durante el proceso de construcción de la máquina de circuitos electrónicos CNC, los realizadores de este proyecto encontraron varias dificultades. Una de las más importantes era la existencia de corrosión en distintas partes de la bancada adquirida. En la Figura 80, se observa partes de la bancada oxidada.



Figura 80. Partes corroídas.

Fuente: tomada por los autores

Se procedió a lijar la bancada en todas las partes afectadas así eliminando los sectores afectados por la corrosión.

El segundo problema era transportar y desarmar la bancada ya que pertenecía a una electroerosionadora que pesaba alrededor de 300 kg.

**5.5.2 Soporte de la máquina.** Lo primero que se ajustó fue la base de la estructura anterior, donde la máquina podía tener estabilidad y su desplazamiento sería sencillo. Este soporte está construido de acero AISI 1010, utilizando barras de perfil con ángulo de 90 grados de un espesor de 3 mm y una longitud 1 metro,

además en la parte inferior de su estructura posee rodachines que permiten su movimiento. En la Figura 81, se observa la base de la máquina.



Figura 81. Base de la máquina.  
Fuente: tomada por los autores.

**5.5.3 Viga que soporta la mesa CNC.** Una vez colocada la base, se procedió a atornillar una viga sobre la bancada que a su vez se acopló a la mesa CNC mediante soldadura. Esto se realizó para dar rigidez al sistema. En la Figura 82, se observa el soporte de la mesa.



Figura 82. Soporte de la mesa.  
Fuente: realizada por los autores.

**5.5.4 Construcción de la mesa CNC.** Después de colocar la viga sobre la bancada, se procedió a construir la mesa de trabajo, la cual es encargada de hacer los movimientos en XY. La mesa está construida principalmente de acero ASISI 1010, con tornillos de bolas recirculantes soportados por platinas, las cuales se acoplaron a este por medio de rodamientos de bolas. La tuerca de estos tornillos fue ensamblada a un carro longitudinal que va ajustado a las guías mediante un rodamiento lineal. En la Figura 83, se puede observar el eje X.



Figura 83. Eje X

Fuente: tomada por los autores.

Los ejes fueron unidos entre sí por medio de soldadura. Encima del eje Y se ajustó una platina la cual se encarga de acoplar a través de tornillos avellanados las baquelitas de cobre sobre la mesa CNC.

**5.5.5 Construcción del eje Z.** Al finalizar la mesa CNC se construyó el eje Z. esta estructura fue hecha principalmente de acero ASISI 1010, que con tornillos de bolas recirculantes soportados por platinas, las cuales son acopladas a este por medio de rodamientos de bolas. La tuerca de estos tornillos fue ensamblada a un carro longitudinal que va ajustado a las guías mediante un rodamiento lineal. En la Figura 84, se muestra el eje Z.



Figura 84. Eje Z.

Fuente: realizada por los autores.

La base de la estructura del eje Z fue atornillada a la bancada a través de cuatro tornillos Bristol. En la Figura 85, se muestra el soporte de las guías del eje Z.



Figura 85. Soporte de las guías.

Fuente: realizada por los autores.

La viga que soporta las guías fue unida por medio de soldadura ya que al ser un perfil en U era difícil la unión por medio de otro sistema de sujeción.

**5.5.6 Ensamble de los motores a los ejes.** Una vez armado todo el sistema se colocaron los motores que fueron atornillados a las platinas que sostienen las guías en los ejes. Asimismo se instalaron en la mesa mediante correas dentadas XL, estas van ajustadas a través de poleas que fueron ubicadas previamente al

eje del motor y al tornillo de bolas recirculantes. En la Figura 86, se muestra el motor del eje X.



Figura 86. Motores de los ejes.

Fuente: realizada por los autores.

**5.5.7 Sistema eléctrico y electrónico.** Después de tener la estructura mecánica armada se procede a instalar los drivers, la interfaz y la fuente de voltaje. Estas conexiones eléctricas fueron ubicadas de forma tal que el cableado fuera imperceptible, organizado y ante todo previniendo roturas del mismo durante el funcionamiento de la máquina.

El tipo de conductores usados en la máquina se dividió dependiendo de su capacidad física. Para los niveles de amperaje bajos se utilizó cable UTP categoría 6 el cual cumple con características adecuadas de impedancia evitando desvanecimientos y deformaciones en la señal. Este tipo de conductor fue usado en las conexiones de la interfaz hacia el driver, y en el codificador rotatorio. En la Figura 87, se puede observar el tablero eléctrico.

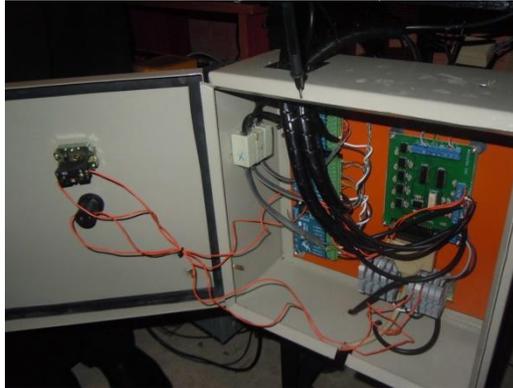


Figura 87. Tablero eléctrico.  
Fuente: tomada por los autores.

Para la conexión de los motores y la fuente se necesitó un conductor más robusto debido su nivel alto de amperaje (1.5 A), el cable usado fue encauchetado 2x18 AWG. En la Figura 88, se observa un tramo de cable encauchetado.



Figura 88. Cable encauchetado.  
Fuente: tomada por los autores.

**5.5.8 Instalación del lápiz.** Se atornilló una platina en la parte inferior del eje z a la cual se le instalaron dos perros para guaya los cuales soportan el lápiz que realiza el dibujo del circuito en la mesa CNC. En la Figura 89, se puede observar cómo fue instalado el lapicero



Figura 89. Lapicero.

Fuente: realizada por los autores.

## 6. PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

**6.1.1 Codificadores rotatorios (*Encoder*).** Las primeras pruebas se hicieron para conocer la distribución de los pines en los codificadores rotatorios. Primero se conectó a cada motor una alimentación de 24 voltios, después en el Codificador rotatorio se energizaron los pines de tierra y VCC, luego en los terminales de cada canal con el osciloscopio se observaron los anchos de pulso que este enviaba. Con estos ensayos se conoció que pines del codificador rotatorio se conectaban al driver. En la Figura 90, se muestran las señales del codificador rotatorio.

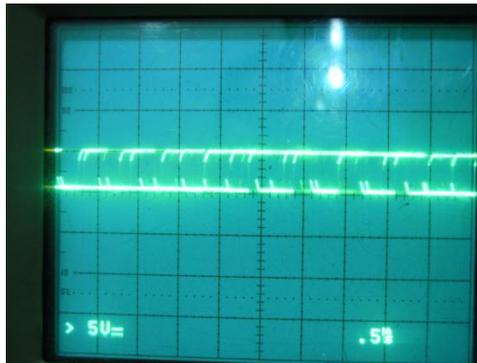


Figura 90. Señales del codificador rotatorio.

Fuente: tomada por los autores.

**6.1.2 Señales de la Interfaz.** Después con MACH 3 se probaron las señales de entradas y salidas de la interfaz con el osciloscopio, las cuales mostraban los pulsos que van hacia los motores, el cambio de dirección y las señales de los finales de carrera. Al tener comprobadas todas las señales, estas se conectan al driver. En la Figura 91, se observa las señales de la interfaz.

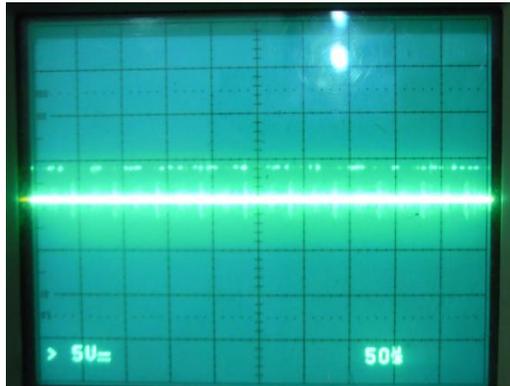


Figura 91. Señales de pulso del driver.

Fuente: realizada por los autores.

**6.1.3 Conexión del driver.** Se conectan al driver los cables de la interfaz, su fuente de alimentación, el motor y el codificador rotatorio. Al encender la fuente los leds del driver deben tener una luz verde esto indica que todo está bien conectado.

**6.1.4 Movimiento de los motores.** Luego enviando señales de posición con MACH 3 se observan en el osciloscopio las señales de control del driver, y se observa el movimiento de los ejes.

Después en MACH 3 dependiendo de las especificaciones de los motores se colocan los datos de velocidad máxima y aceleración del motor. En la Figura 92, se muestran las señales de salida del driver hacia los motores.

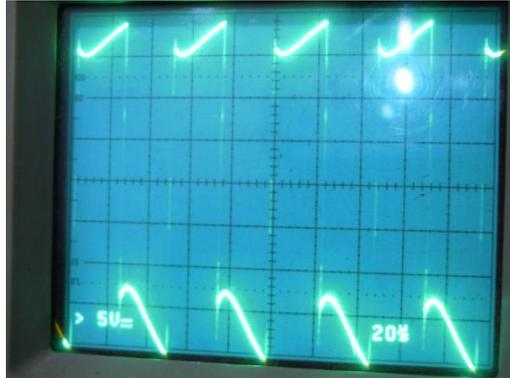


Figura 92. Señales de salida del driver hacia los motores.

Fuente: tomada por los autores.

**6.1.5 Calibración de la posición.** En gran parte, la precisión de la máquina depende de la cantidad de pulsos por revolución que posean los codificadores rotatorios y las piezas mecánicas que conforman la mesa CNC. Además de esto se debe considerar la habilidad de los mecánicos en el ensamblé y construcción de la estructura.

En la máquina de circuitos CNC la calibración de la precisión se hizo por intermedio de MACH 3, el cual calcula los pasos por unidad del codificador rotatorio, otra forma de hacerlo es conociendo la relación de las poleas, el paso del tornillo y la frecuencia en la cual se envían los datos. Estos procesos se hicieron con todos los motores hasta tener una precisión de 0.25 milímetros en cada eje. En la Figura 93, se observa la pantalla de la calibración de MACH 3.

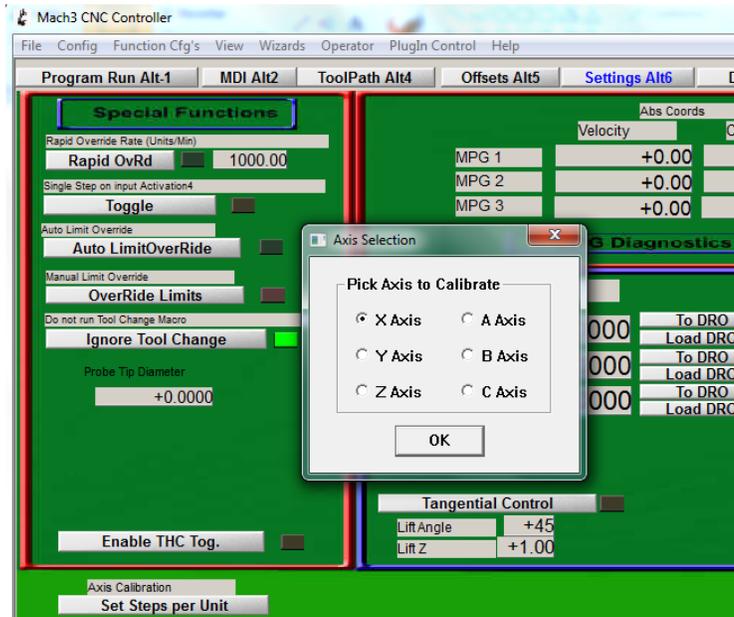


Figura 93. Calibración de pulsos en MACH 3.

Fuente: realizada por los autores.

**6.1.5.1 Pruebas de precisión.** Se realizaron varias pruebas para conocer la precisión en los movimientos de la máquina. Las primeras mediciones se hicieron con el calibrador, corriendo un programa en MACH 3 el cual llevaba los ejes a cierta posición y con el calibrador se verificaba la distancia programada en el software. Los resultados de esta prueba no fueron las más adecuadas para medir la precisión de los ejes ya que al hacer la medición manual con el calibrador las medidas menores a 0.3 mm siempre serán diferentes por los errores de posicionamiento del calibrador.

La segunda prueba se realizó corriendo un programa en MACH 3, el cual colocaba varios puntos en una cartulina y los repetía 5 veces en la misma posición, en esta ocasión fue difícil conocer si la máquina tenía una precisión de menos de 0.3 mm porque con el calibrador y el ojo humano no se podía observar alguna diferencia

entre punto y punto. En la Figura 94, se muestra una imagen de los puntos de una prueba de precisión.

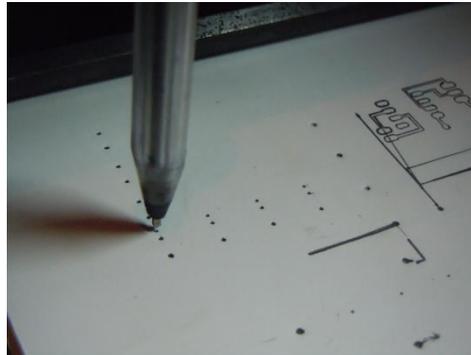


Figura 94. Pruebas de precisión  
Fuente: realizada por los autores.

**6.1.6 Pruebas con EAGLE.** Después de tener calibrados los ejes, se cargo a MACH 3 el código GERBER obtenido de EAGLE, el cual contiene la distribución exacta de los pines, su respectivas almudillas (PAD) y la ubicación de las trayectorias. Solo se dibujaron pequeños circuitos de resistencias, transistores, diodos. Con algunos defectos de precisión. En la tabla 23, se observan Parámetros obtenidos para el funcionamiento del prototipo.

Tabla 23. Parámetros obtenidos para el funcionamiento del prototipo.

Motor	Velocidad	Aceleración	Pulsos por mm.
Eje x	120 mm por min	20 mm/seg <sup>2</sup>	2500
Eje y	120 mm por min	20 mm/seg <sup>2</sup>	2500
Ene z	200 mm por min	25 mm/seg <sup>2</sup>	1000

Fuente: realizada por los autores.

El primer circuito que se dibujó con un lapicero sobre una cartulina que estaba pegada a un cartón paja y a su vez atornillada a la mesa, esto se hizo para no tener problemas con el nivel de la lámina que soporta la tarjeta. Al tener ya calibrado la posición del eje Z y al nivelar el sistema con un cartón paja se procedió a dibujar los circuitos sobre el sustrato recubierto de cobre. En la Figura 95, se observan pruebas realizadas sobre cartulina.

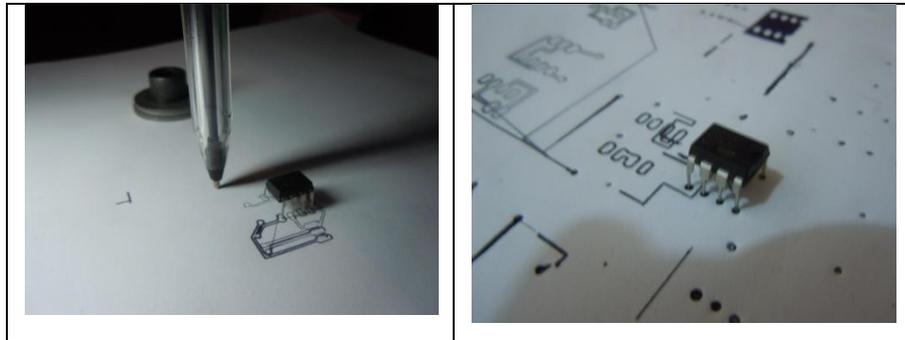


Figura 95. Pruebas sobre cartulina.

Fuente: realizada por los autores.

En la Figura 96, se observan pruebas realizada sobre el sustrato recubierto de cobre por medio de un micro punta.

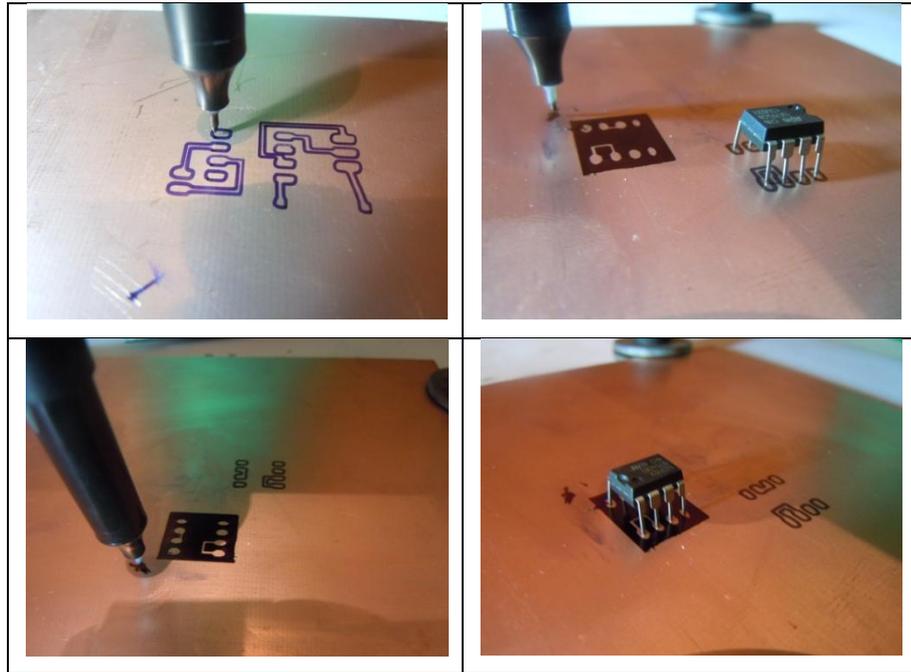


Figura 96. Pruebas realizadas.

Fuente: realizada por los autores.

Al finalizar las pruebas se concluyo que la máquina dibuja el negativo para realizar circuitos impresos.

## 7. CONCLUSIONES

- El diseño de una bancada es un proceso muy complejo que exige conocimientos que van más allá del pregrado. Es por esto, que se decide buscar en el mercado las partes que cumplan con las características mínimas de rigidez (aproximadamente 10 kg/milésima entre la pieza y la herramienta) que requiere la máquina de circuitos CNC, implementada en este proyecto. Además los costos y el tiempo de fabricación de estos artefactos son elevados lo cual conlleva a rehusar partes de maquinaria en desuso reduciendo significativamente estos dos factores. Pero asimismo esto obliga al diseño de la máquina ajustándola a sus dimensiones, peso y área de trabajo.
- Para conseguir los movimientos en XYZ se usaron diferentes piezas que ya están fabricadas y se compran en el mercado, como lo son: el tornillo de bolas recirculantes, rodamientos lineales, rodamientos de bolas, poleas, correas, etc. Debido a esto los diseños que se acoplaban a estos elementos tuvieron cambios obligados en sus dimensiones como el diámetro de las guías, el espesor de los carros lineales y las platinas que ajustan los motores a la mesa CNC.
- Al tener en la máquina CNC dos tipos de tornillos se pudo concluir que al utilizar un sistema de movimiento con husillo de bolas se consigue un rozamiento casi nulo, un rendimiento muy elevado y una gran precisión. Esto a diferencia de un tornillo normal el cual tiene una eficiencia baja y un coeficiente de fricción más alto, produciendo errores en la precisión y backlash. Además al ser acoplados a un servo motor y a un sistema electrónico apropiado, el husillo de bolas recirculantes requiere menos potencia y genera mayor confianza en la precisión.

- El ruido eléctrico producido por la fricción de las escobillas presentes en los motores genera graves perturbaciones en las señales de control y de potencia, ocasionando errores de lectura y por ende mal procesamiento de la información. Es por este motivo que se deben proteger física y eléctricamente los diferentes circuitos de control de los campos electromagnéticos generados por los motores. Por dicha razón, es necesaria la utilización de cable blindado y desacoplamiento eléctrico de las tierras. El primero disminuye la propagación del campo magnético producido y el segundo, se encarga de evitar la filtración de componentes espectrales no deseados. . El desacople se implementó con opto-acopladores, que a su vez aíslan la interfaz computador-driver de posibles sobre cargas y cortos eléctricos.
- La habilidad del mecánico y la precisión de las herramientas en las cuales se fabricaron las piezas, implicaron un factor importante en el funcionamiento de la máquina CNC. En las pruebas se dieron a conocer algunos defectos de ensamble de la máquina como mala alineación de poleas, uniones mal atornilladas y correas mal puestas. Asimismo se debe tener cuenta que al usar mayor tecnología de fabricación y gente capacitada los costos se aumentan considerablemente.
- En las diferentes pruebas que se hicieron no se logro establecer la precisión exacta de la máquina ya que al utilizar un calibrador como instrumento de medida no se puede obtener un valor de precisión menor a 0.3 mm, por tal razón es importante hacer las pruebas con un instrumento métrico de más alta tecnología como un comparador de caratula.
- Al dibujar los circuitos con un bolígrafo o un micro punta hay que aumentar el valor de las pistas de cobre ya que al utilizar una punta demasiado gruesa se altera el ancho real de los caminos, los PAD y los agujeros.

- MACH 3 al ser una herramienta de software enfocada al mecanizado por fresado, sólo acepta el código G, de los negativo enviados por EAGLE. Por tal motivo se puede concluir que la máquina CNC únicamente podrá dibujar el negativo equivalente al proceso de fabricación químico o fotolitografía, puesto que en el fresado mecánico se utiliza este formato para la producción de los PCB.

## 8. RECOMENDACIONES

- Al cambiar el elemento que realiza el dibujo sobre la baquelita de cobre se necesita programar una compensación especial en MACH 3 si el diámetro y la longitud de la nueva unidad varía.
- No manipular físicamente la máquina mientras está encendida debido a que los tornillos y poleas ejercen grandes fuerzas sobre el sistema, que pueden causar un gran daño a las personas si no se tiene cuidado.
- Al energizar la máquina se tienen que verificar los indicadores del driver (power, fault). Estos deben lucir de un tono verde de lo contrario revise que las conexiones del codificador rotatorio y la fuente sean correctas.
- Las piezas mecánicas como los tornillos de bolas recirculantes, los rodamientos y las guías deben estar perfectamente lubricadas con aceite mineral ya que están expuestas a fricción.

## 9. BIBLIOGRAFÍA

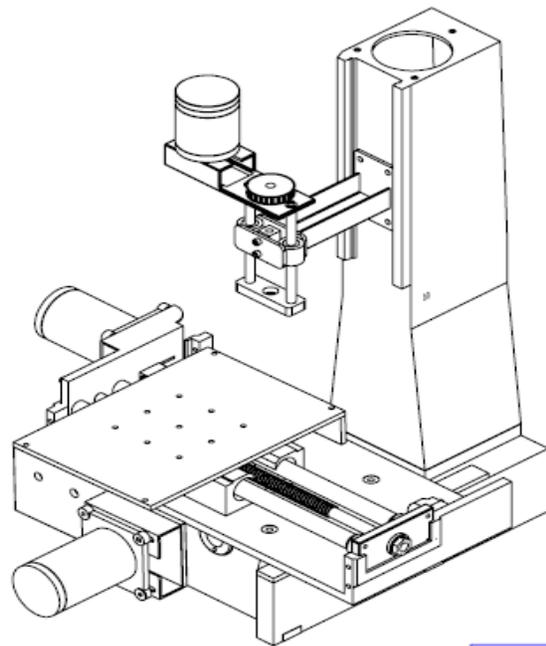
- BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Russell. DEWOLF John. Mecánica de materiales. Cuarta edición. Ed. Mc Graw Hill. 2007.
- BUDYNAS, Richard. NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Ed. Mc Graw Hill. 2008.
- CASILLAS, A, L. Máquinas cálculos de taller. Primera edición. Ed. MÁQUINAS. 2002.
- FAIRES, V. M. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. MONTANERY SIMON, S.A. 2005.
- HAMROCK, Bernard. JACOBSON, Bo. SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. Mc Graw Hill. 2005.
- Instituto colombiano de normas técnicas y certificación. Tesis y otros trabajos de grado. Bogotá: ICONTEC., 1996.
- MAZURKIEWICZ, John. The basics of motion control. Parte 1. Baldor Electric Co. 2005
- MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición. Ed. PEARSON EDUCATION. 2008

## **ANEXOS**

En esta sección se muestran algunos documentos adicionales que muestran con mejor detalle otros aspectos tenidos en cuenta dentro del desarrollo del proyecto.

### **ANEXO A.**

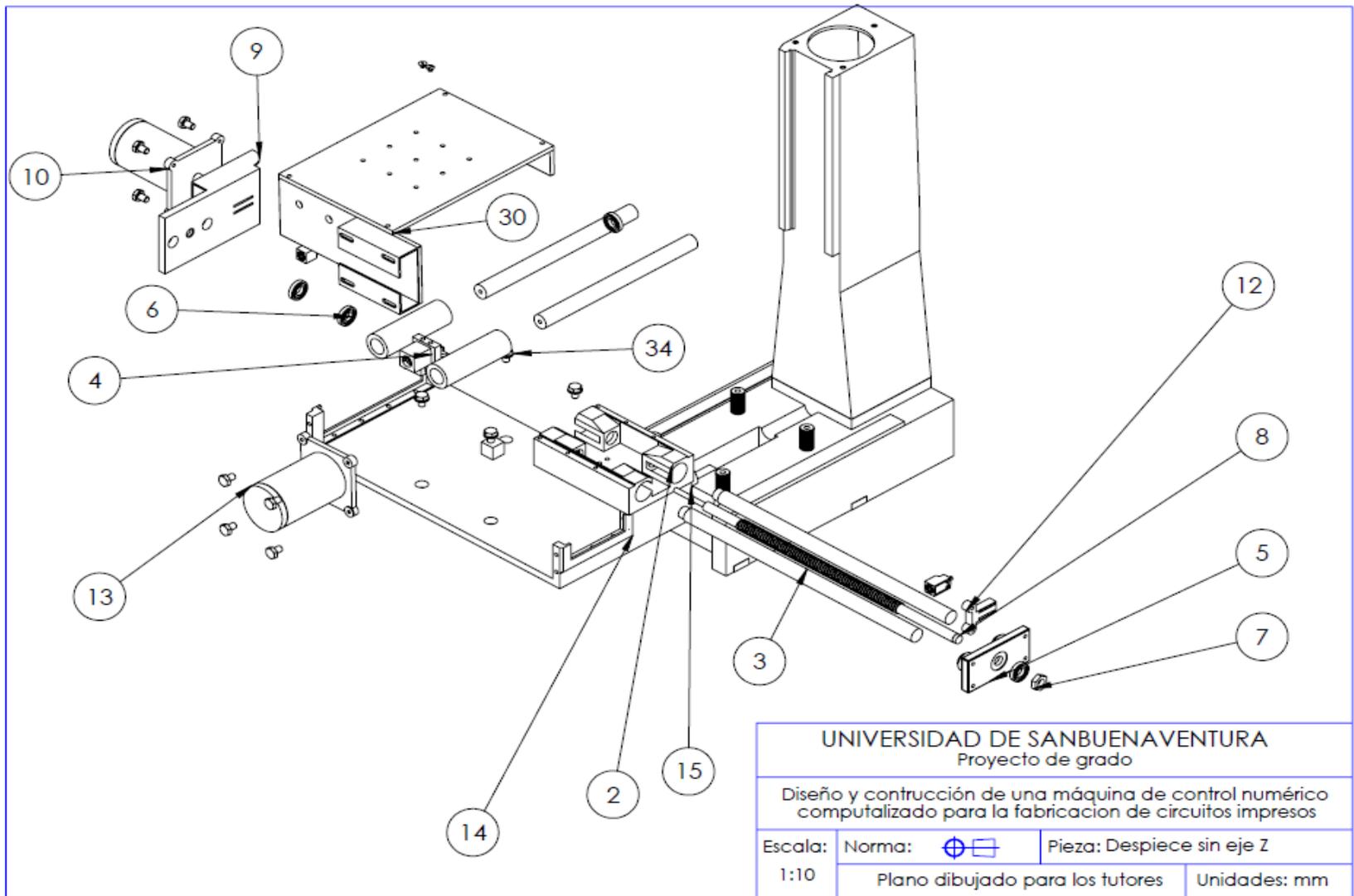
### **Planos mecánicos**



UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computalizado para la fabricación de circuitos impresos

Escala: 1:10	Norma: 	Pieza: Ensamble completo
	Plano dibujado para los tutores	Unidades: mm

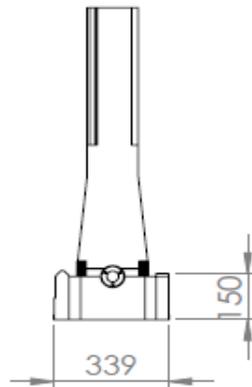
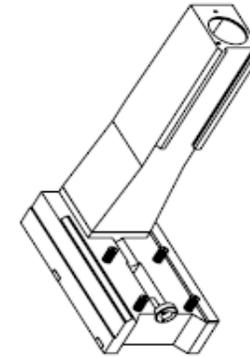
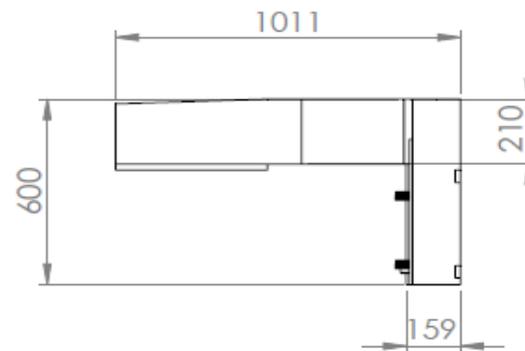
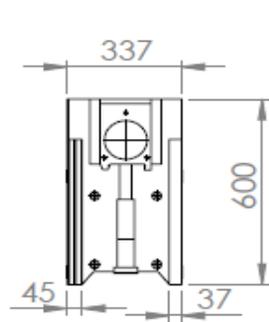


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	carro longitudinal	1
2	guía acero	2
3	carro bolas recirculantes	2
4	tapa contra motor	1
5	rodaminto 1	4
6	rosca	1
7	eje tornillo de bolas recirculantes	1
8	tapa soporte motor	1
9	motor eje y	1
10	sensor inductivo	2
11	soporte del sensor	1
12	motor eje x	1
13	lamina de nivel	1
14	bacada	1
15	carro conjunto 26.07.2012	1
16	placa de aclaje	1
17	guía y	2
18	rodamiento	2

UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computalizado para la fabricación de circuitos impresos

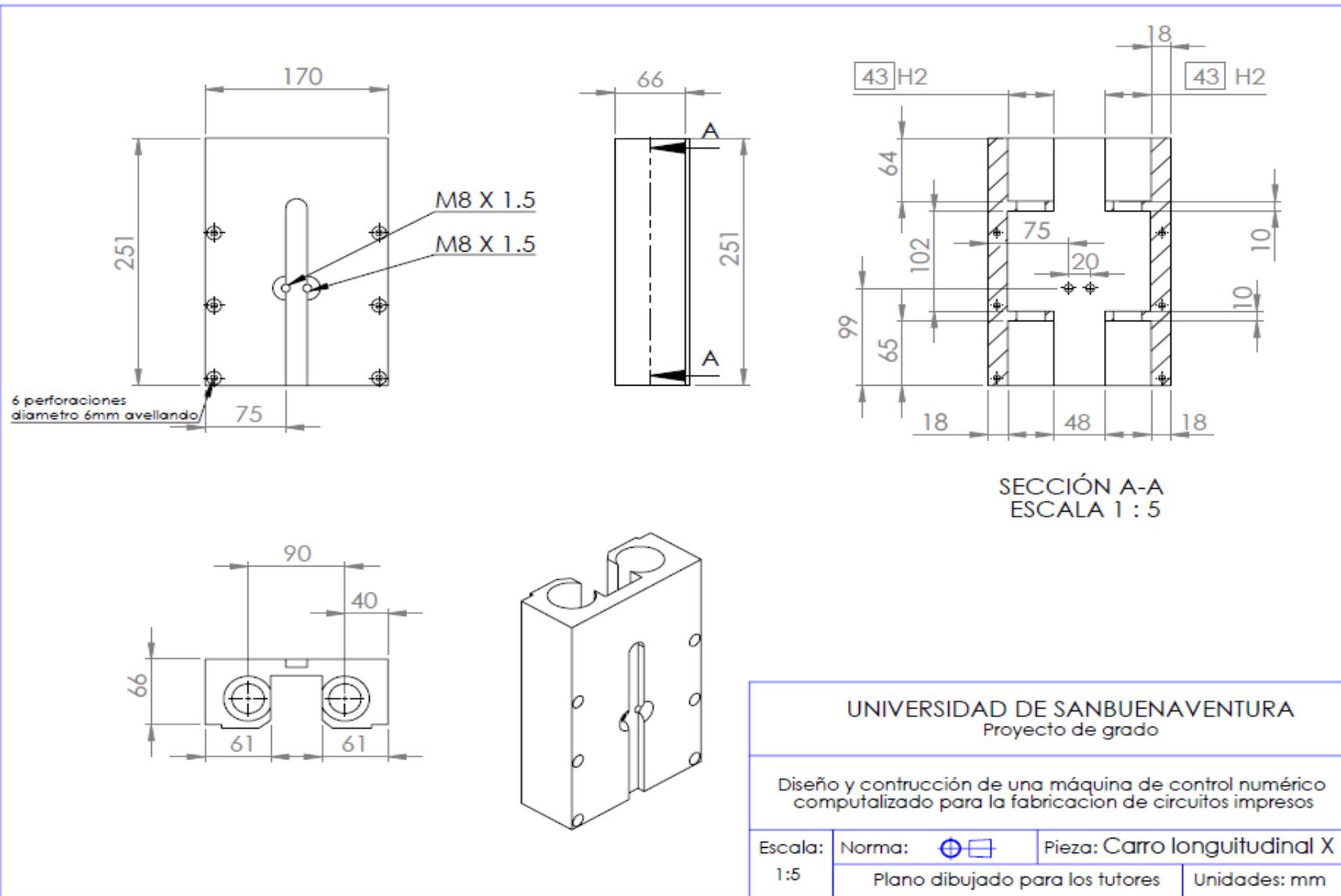
Escala:	Norma: 	Pieza: Listado de piezas
Plano dibujado para los tutores		Unidades: mm

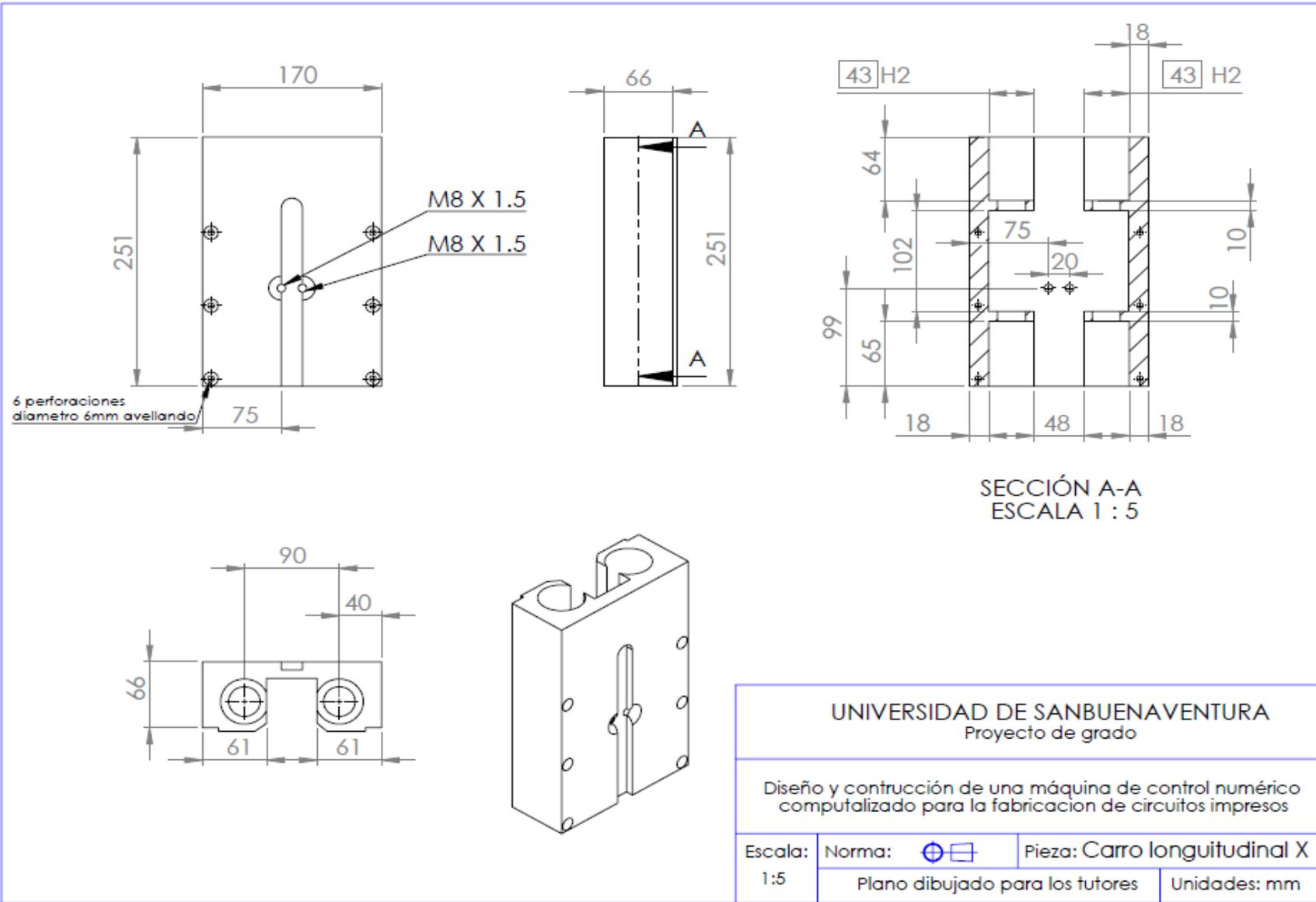


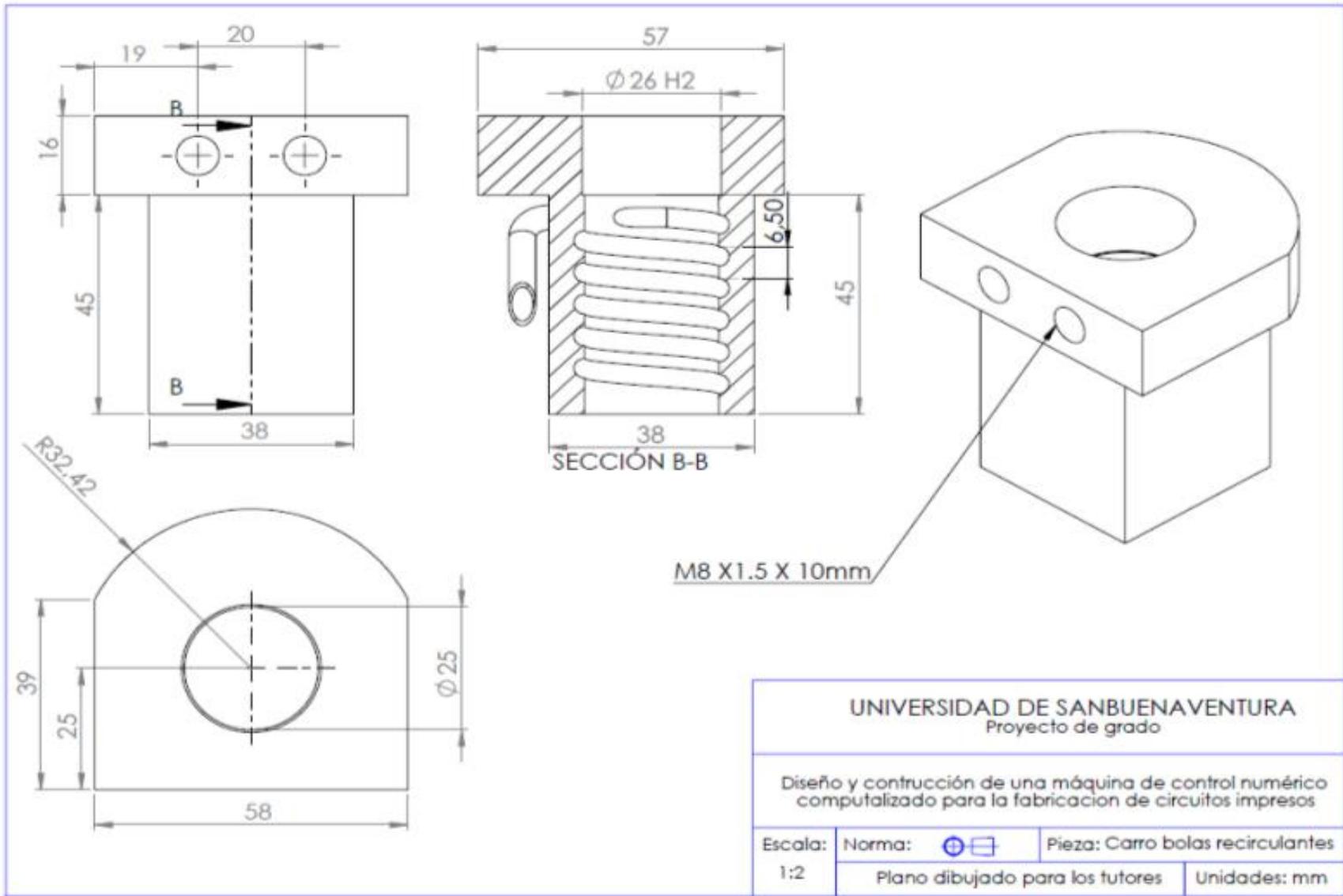
UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computalizado para la fabricación de circuitos impresos

Escala: 1:20	Norma:	Pieza: Bancada	Unidades: mm
Plano dibujado para los tutores			





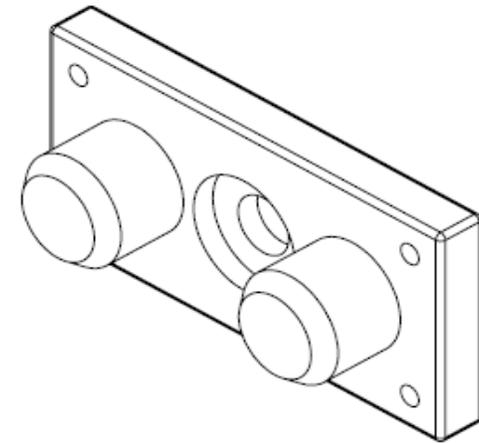
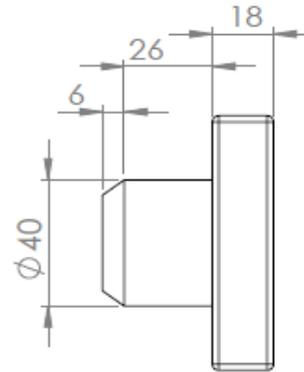
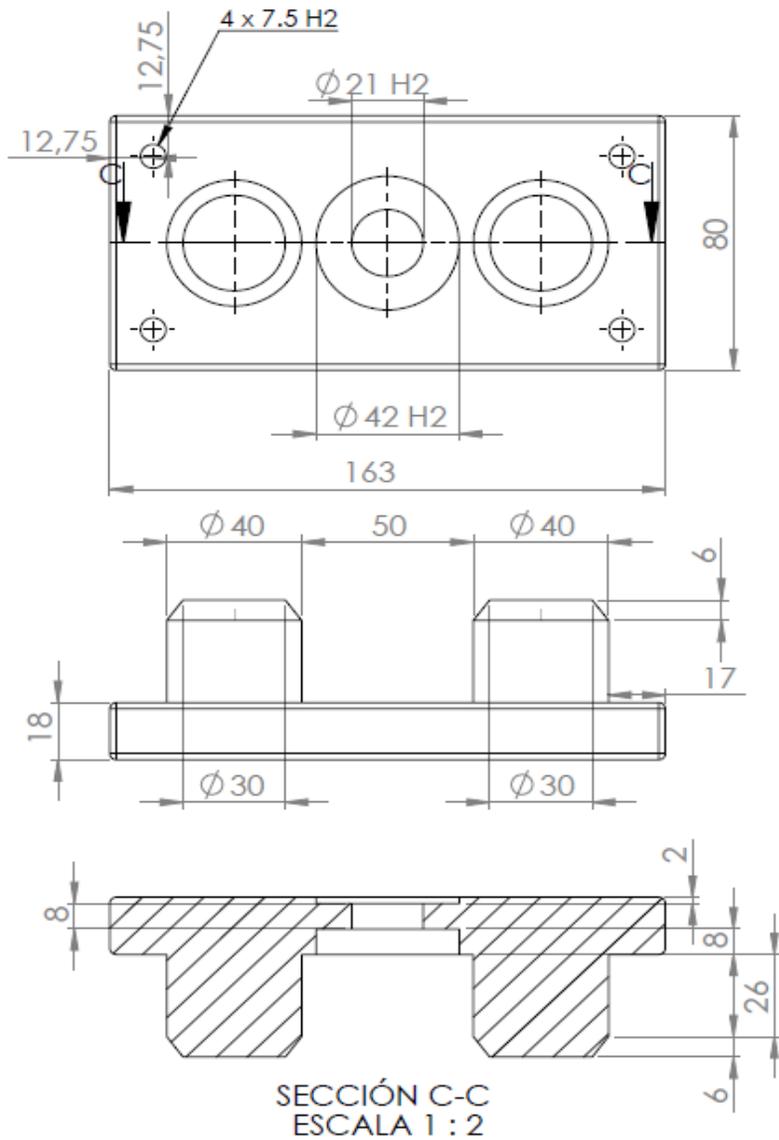




UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computalizado para la fabricación de circuitos impresos

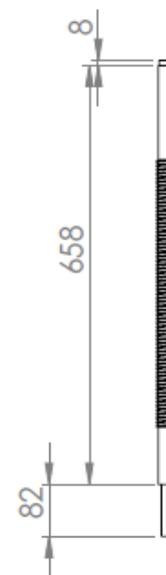
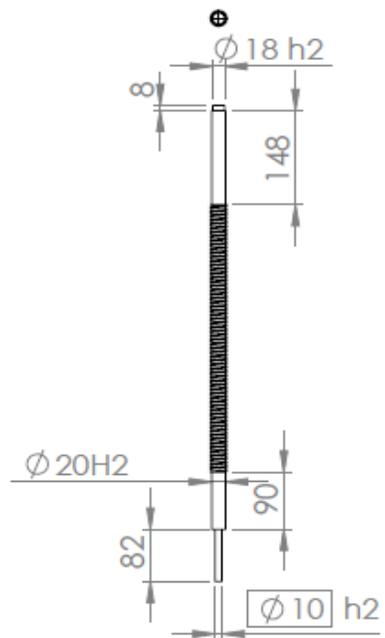
Escala: 1:5	Norma:	Pieza: Guías longitudinales x
	Plano dibujado para los tutores	Unidades: mm



UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico computalizado para la fabricación de circuitos impresos

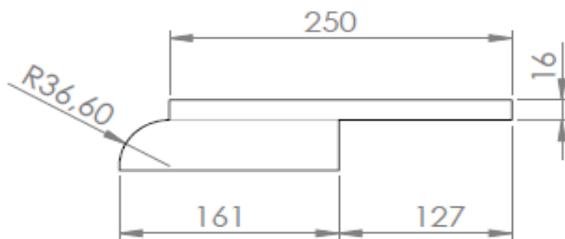
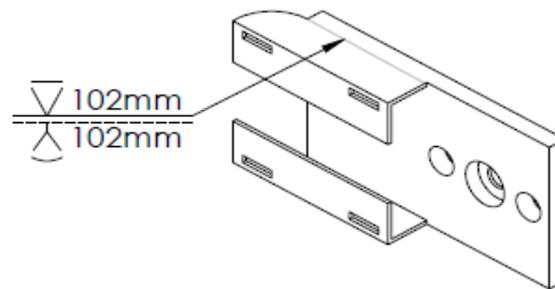
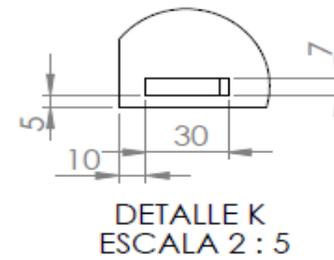
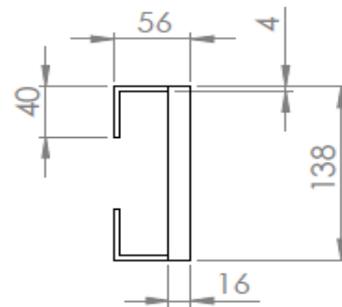
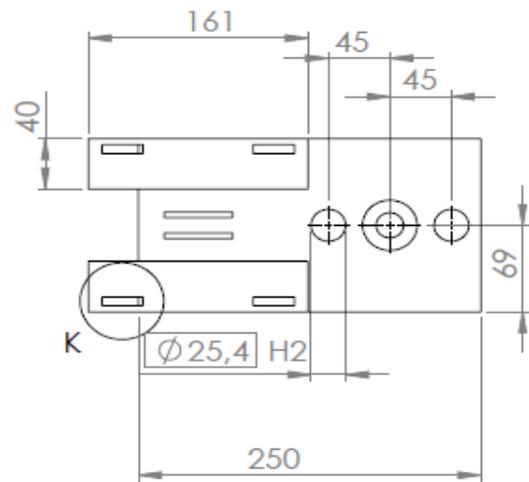
Escala:	Norma: $\oplus \square$	Pieza: Tapa conta motor eje x
1:2	Plano dibujado para los tutores	Unidades: mm



UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computalizado para la fabricación de circuitos impresos

Escala: 1:10	Norma:	Pieza: Tornillo bolas recirculantes
	Plano dibujado para los tutores	
		Unidades: mm



UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

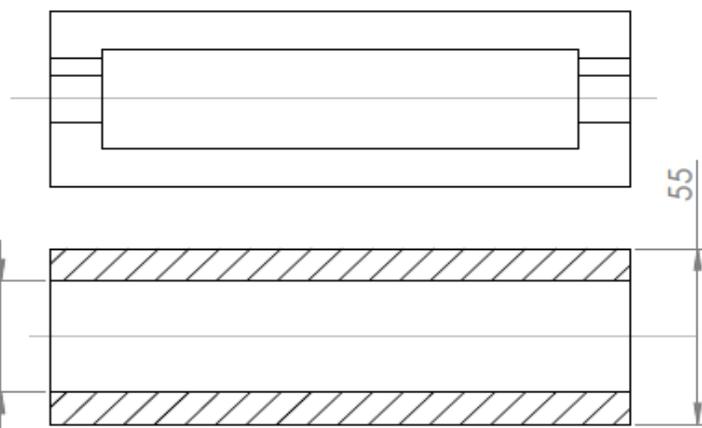
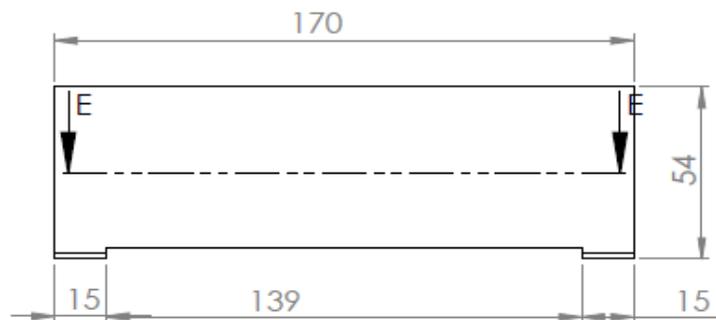
Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computarizado para la fabricación de circuitos impresos

Escala:  
1:5

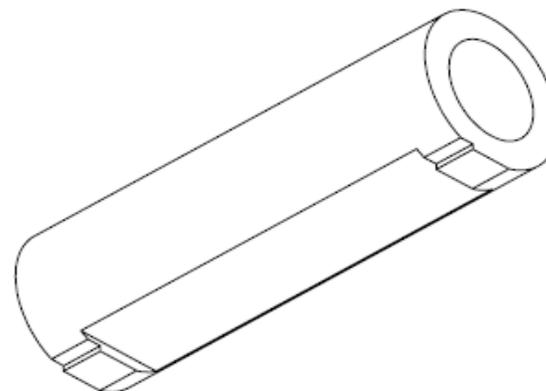
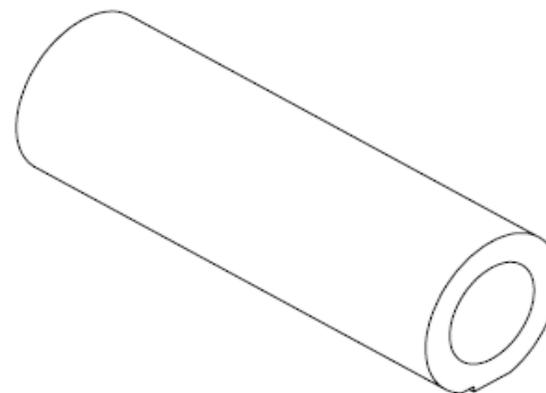
Norma: Plano dibujado para los tutores

Pieza: Soporte motor eje x

Unidades: mm



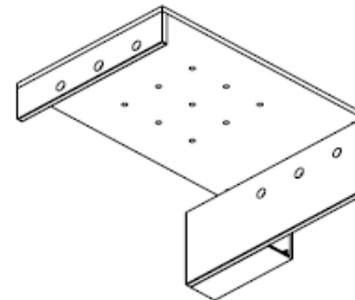
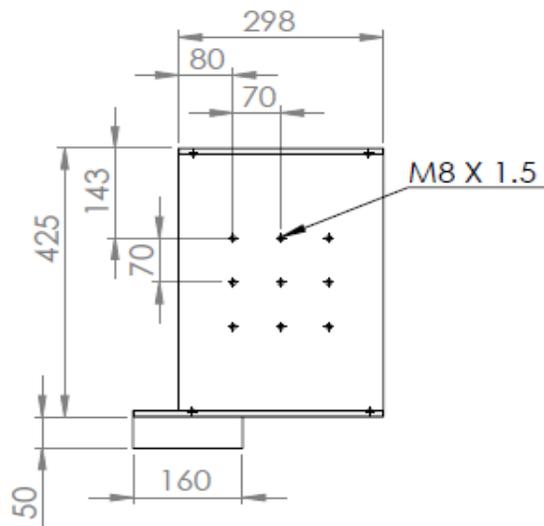
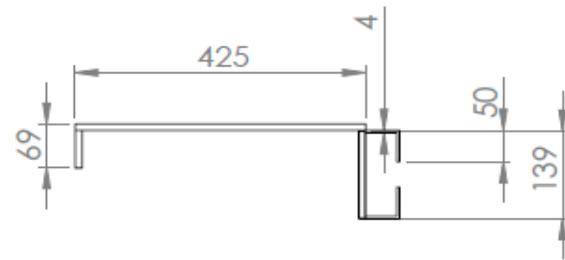
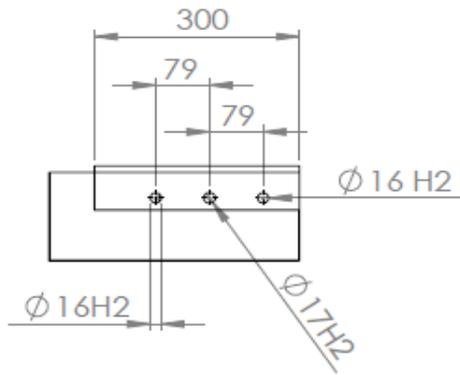
SECCIÓN E-E  
ESCALA 1 : 2



UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computalizado para la fabricación de circuitos impresos

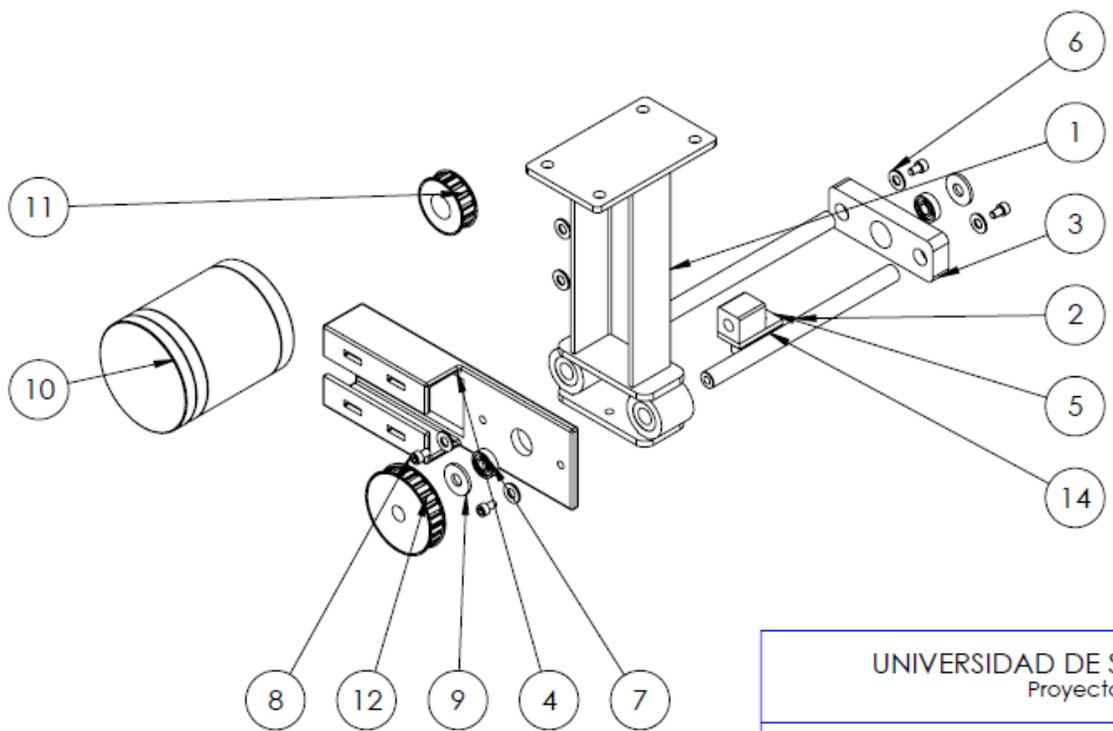
Escala: 1:2	Norma:	Pieza: SOPORTE GUIA EJE Y
Plano dibujado para los tutores		Unidades: mm



UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computalizado para la fabricación de circuitos impresos

Escala: 1:2	Norma: 	Pieza: Placa soporte x
	Plano dibujado para los tutores	Unidades: mm



<b>UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA</b> Proyecto de grado		
Diseño y construcción de una máquina de control numérico computalizado para la fabricación de circuitos impresos		
Escala: 1:2	Norma: 	Pieza: Despiece del eje z
	Plano dibujado para los tutores	Unidades: mm

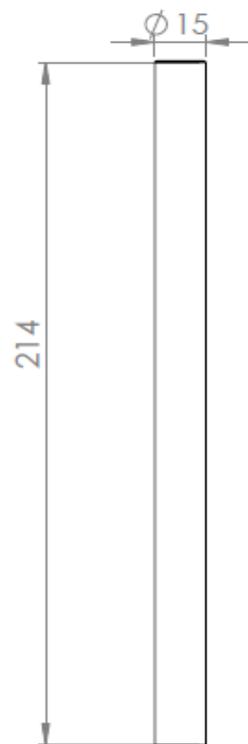
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	SOPORTE	1
2	guia	2
3	tapa guias inferior	1
4	Tapa superior	1
5	Carro arrastre bolas	1
6	Preferred Narrow FW 0.3125	8
7	AFBMA 12.1.4.1 - 0090- 24 - 8.SI.NC.8.68	2
8	B18.3.1M - 6 x 1 x 10 Hex SHCS -- 10NHX	4
9	B18.22M - Plain washer, 10 mm, regular	2
10	Motror eje z	1
11	16L50-FS16- .5H1.5L0.875N	1
12	24L50-FS24- .5H1.5L0.5625N	1
13	HX-SHCS 0.3125- 24x0.625x0.625-N	4
14	HX-SHCS 0.3125- 24x0.3125x0.3125-N	2

UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computalizado para la fabricación de circuitos impresos

Escala: Norma:  Pieza: Listado de piezas eje z  
Plano dibujado para los tutores Unidades: mm

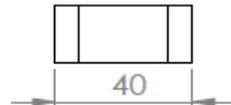
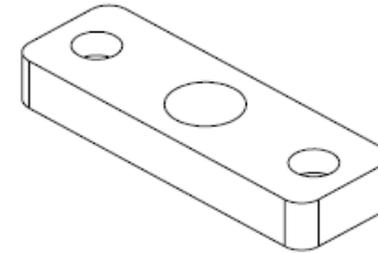
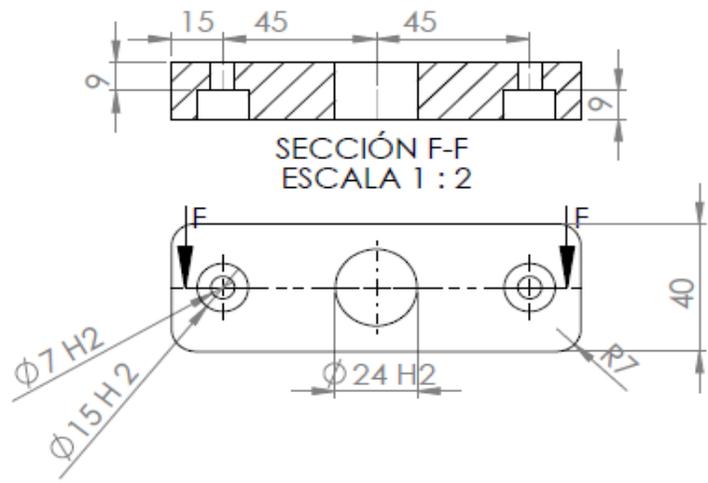
$\phi 7 h2$  M7 X 1.5



UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computalizado para la fabricación de circuitos impresos

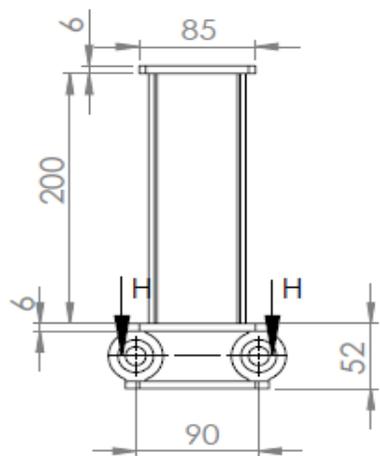
Escala: 1:2	Norma:	Pieza: Guia eje z
	Plano dibujado para los tutores	Unidades: mm



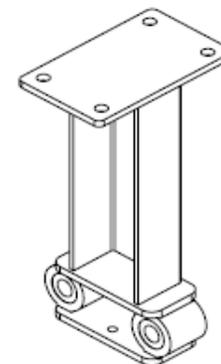
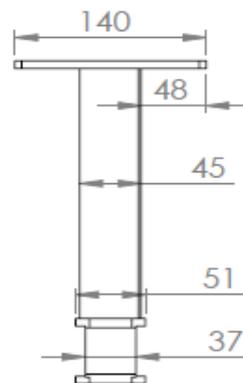
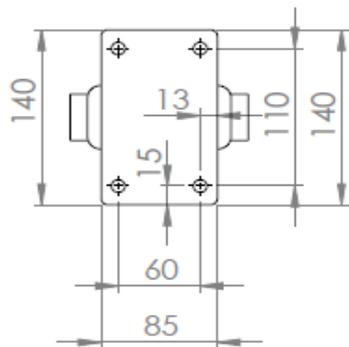
UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computalizado para la fabricación de circuitos impresos

Escala: 1:2	Norma:	Pieza: Tapa contra motor eje z
	Plano dibujado para los tutores	Unidades: mm



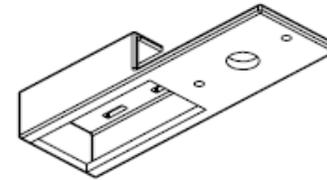
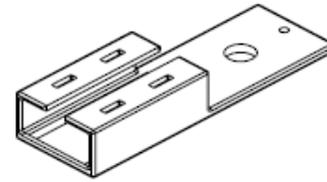
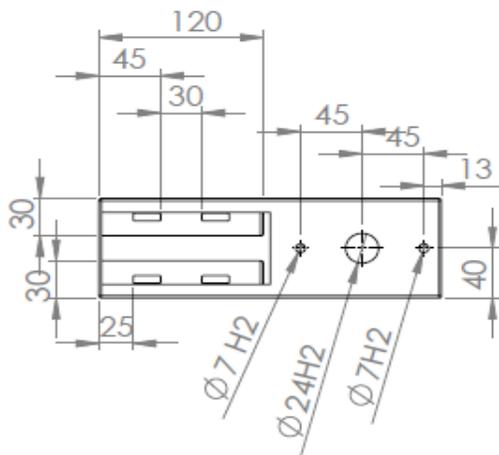
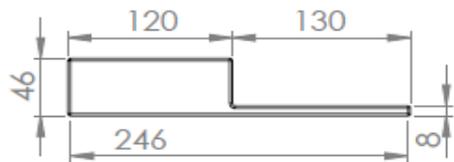
SECCIÓN H-H  
ESCALA 1 : 5



UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computalizado para la fabricación de circuitos impresos

Escala: 1:2	Norma:	Pieza: Soporte eje z
Plano dibujado para los tutores		Unidades: mm



UNIVERSIDAD DE SANBUENAVENTURA  
Proyecto de grado

Diseño y construcción de una máquina de control numérico  
computalizado para la fabricación de circuitos impresos

Escala: 1:2	Norma:	Pieza: Soporte motor eje z
	Plano dibujado para los tutores	Unidades: mm

**ANEXO B**

**Manual de usuario**

**MANUAL DE OPERACION MÁQUINA DE CONTROL NUMÉRICO  
COMPUTARIZADO PARA EL DIBUJO DE CIRCUITOS IMPRESOS**

**Universidad De San Buenaventura**

**Bogotá D.C.  
2012**

## 10. TABLA DE CONTENIDO

1. ADVERTENCIAS .....	216
2. ESQUEMA GENERAL DE LA MÁQUINA .....	217
3. INSTALACIÓN .....	218
4. PUESTA EN MARCHA.....	219

## 11. TABLA DE CONTENIDO DE TABLAS

Tabla 1 Listado de piezas de la máquina.....	217
Tabla 2 Listado de componentes tablero de control de la máquina.....	218

## 12. TABLA DE CONTENIDO DE FIGURAS

Figura 1. Esquema general de la máquina .....	217
Figura 2. Listado de componentes tablero de control de la máquina.....	218
Figura 3. Pantalla de inicio de Mach 3. (Reset) .....	220
Figura 4 Pantalla de inicio de Mach 3. (Cargar archivo) .....	220
Figura 5 Pantalla de inicio de Mach 3. (REF ALL HOME) .....	221
Figura 6 Pantalla de inicio de Mach 3. (Inicio de programa) .....	221

## 1. ADVERTENCIAS



Antes de poner en marcha la máquina por favor asegúrese de leer y entender este manual. Las instrucciones pueden variar según la versión del software y de la máquina.

Esta totalmente prohibido la copia total o parcial del documento. Sin autorización del fabricante.

Esta prohibido realizar conexiones no autorizadas a la máquina, puede poner en riesgo su vida.

Utilice los implementos de seguridad necesarios como lo son botas dieléctricas con punta metálica, gafas de seguridad y overol. La no utilización de estos dispositivos puede poner en riesgo su vida.

## 2. ESQUEMA GENERAL DE LA MÁQUINA

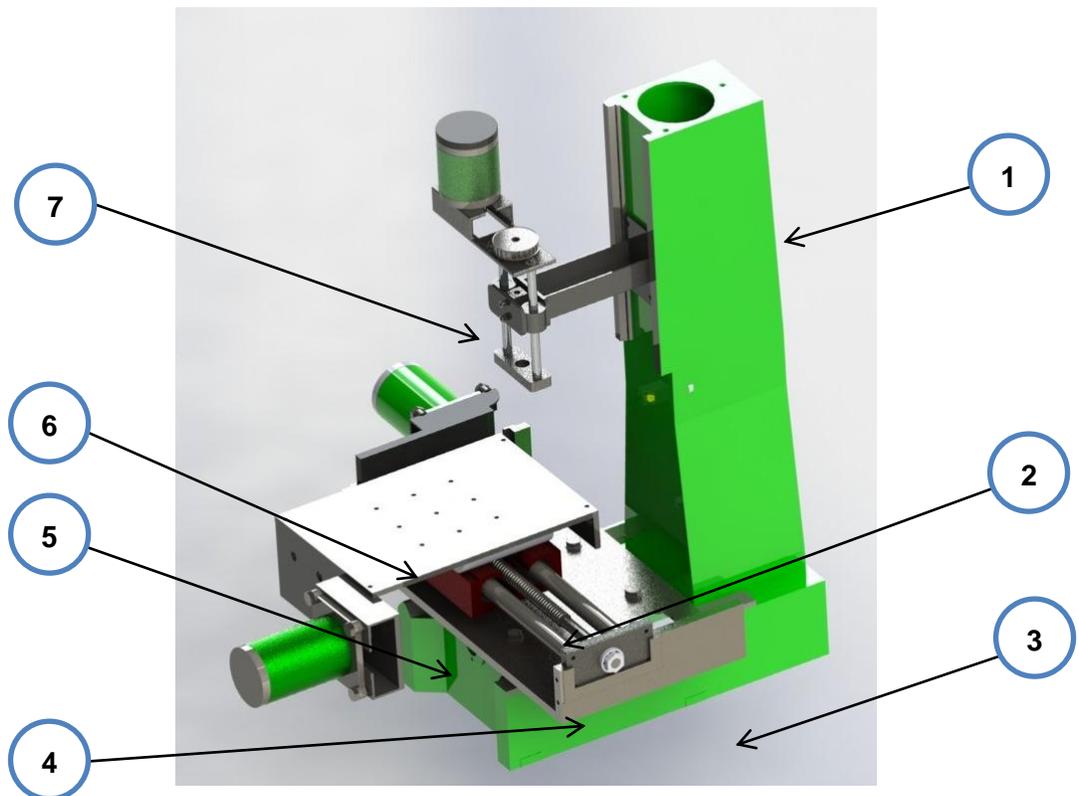


Figura 97. Esquema general de la máquina.

# PIEZA	NOMBRE
1	Bancada
2	Carro X
3	Placa soporte
4	Tornillo de Bolas Recirculantes
5	Carro Y
6	Mesa de Trabajo
7	Carro Z

Tabla 24 Listado de piezas de la máquina.



Figura 98. Esquema eléctrico y electrónico general de la máquina

# DE PIEZA	NOMBRE
1	Interfaz
2	Punto de conexión
3	Driver motores
4	Conexión comunicación puerto paralelo

Tabla 2 Listado de componentes tablero de control de la máquina.

### 3.INSTALACIÓN

3.1 Ubique la máquina en su sitio de trabajo que debe tener un área de trabajo mínimo de 2m x 1.8m.

3.2 Nivele la máquina con los tornillos de nivelación que están ubicados en el carro bastidor. Al finalizar no olvidar asegurar los tornillos niveladores con la contratuerca de seguridad.

3.3 Verifique el nivel y la alineación de los carros de desplazamiento XY y Z. Si existe algún desnivel o no está bien alineado, toca realizar las correcciones pertinentes con los tornillos de nivelación y de sujeción.

3.4 Conecte el cable paralelo desde el computador a la interfaz de la máquina.

3.5 Conecte la máquina y el equipo de cómputo al punto de energía de 110v y 60hz.

3.6 Encienda el equipo de computo y después la máquina. Debe esperar a que ambos equipos se estabilicen y no muestren ninguna alarma. Si al encender la ruteadora comienza a generar movimientos no deseados en uno o más de sus ejes, desconéctela y verifique el cableado de los motores.

3.7 Verificar el funcionamiento de la máquina ejecutando desplazamientos manuales y posteriores a eso ya programas de prueba.

3.8 Realice una limpieza total de la maquina y posterior a eso una lubricación. (verificar el capítulo de limpieza y lubricación).

En esta etapa del proceso ya la máquina está completamente instalada y lista para trabajar.

#### **4. PUESTA EN MARCHA.**

A continuación daremos una secuencia de pasos con los cuales usted como usuario puede realizar cualquier trabajo en la máquina. Aclaro que se parte del hecho que usted está en la capacidad de generar el archivo de códigos GERBER para ser usados en el pos procesador MACH 3.

4.1 Asegúrese que el botón RESET, que aparece titilando en la pantalla este titilando, de lo contrario acciónelo. Esto se hace con el fin que al cargar el programa la máquina no comienza a ejecutarlos inmediatamente

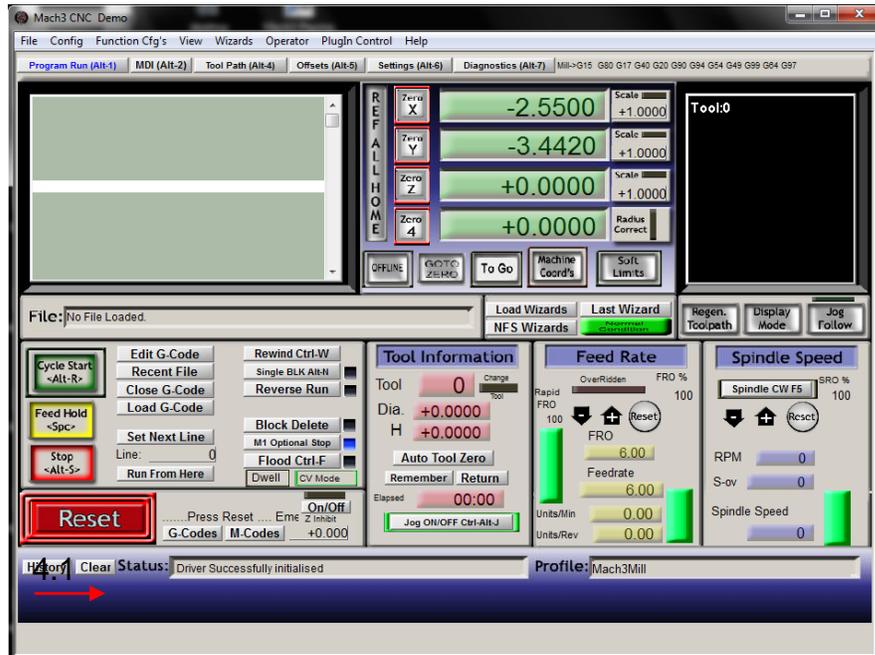


Figura 99. Pantalla de inicio de Mach 3. (Reset)

4.2 Cargar el archivó códigos GERBER con la abreviatura (.nc) ejemplo: lista\_de\_codigos\_gerber\_programa.nc

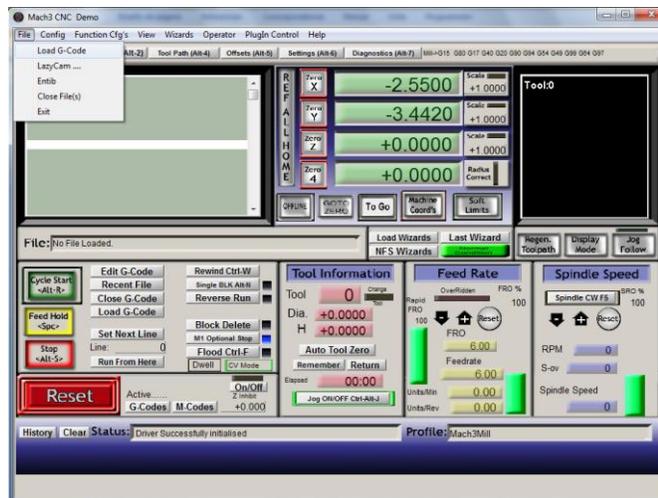


Figura 100 Pantalla de inicio de Mach 3. (Cargar archivo)

4.3 Ejecute el botón REF ALL HOME, esto es para enviar todos los ejes de la máquina al punto 0 (cero)

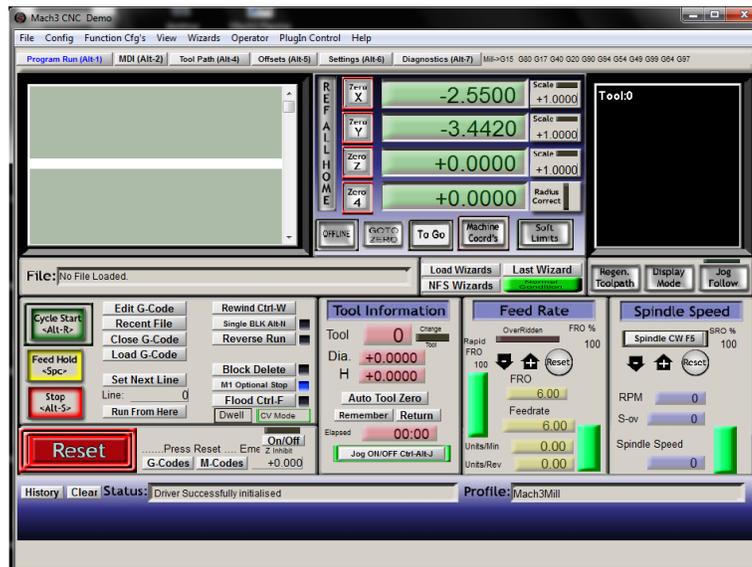


Figura 101 Pantalla de inicio de Mach 3. (REF ALL HOME)

4.4 Pulsar el botón de RESET para poder ejecutar el programa

4.5 Pulsar el botón CYCLE STAR <ALT-R> el cual ejecuta el programa

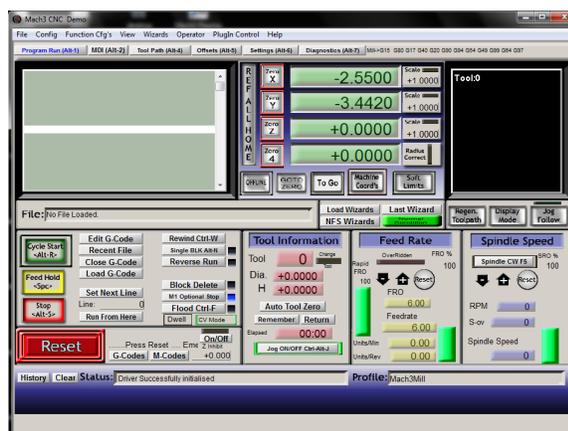


Figura 102 Pantalla de inicio de Mach 3. (Inicio de programa).