

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA**

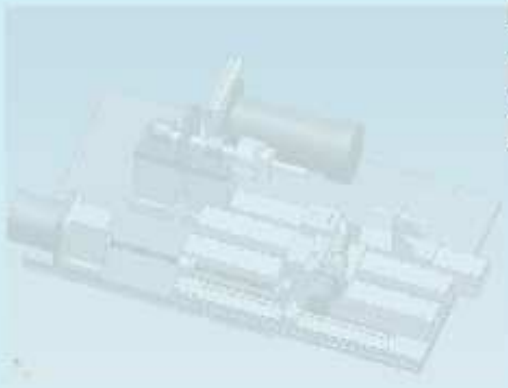
Vicerrectoría de Investigación y Extensión



**Proyecto de investigación**  
**Diseño y Construcción de un torno de control numérico**



**Investigadores:**  
**Ing. Ana Lucía Morera Barquero.**  
**Ing. Carlos Badilla Corrales**  
**Ing. Manuel Mata Coto**  
**Ing. Ivannia Hasbum Fernández**



RESUMEN .....	6
LISTA DE TABLAS.....	8
LISTA DE FIGURAS .....	9
1 CAPITULO 1 .....	13
1.1 INTRODUCCION .....	13
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.....	14
1.3 OBJETIVO GENERAL .....	14
1.4 Objetivos Específicos.....	14
1.4.1 Área de Ingeniería Electrónica.....	15
1.4.2 Área de Ingeniería Electromecánica.....	16
1.4.3 Área de Ingeniería Industrial.....	17
2 CAPÍTULO 2 Área mecánica. ....	18
2.1 Rodamientos.....	18
2.1.1 Cojinetes y chumaceras.....	18
2.1.2 Los cojinetes de rodamientos. ....	18
2.1.3 Partes de un rodamiento:.....	19
2.1.4 Partes rodantes de los cojinetes: .....	20
2.1.5 Clasificación de los Cojinetes. ....	20
2.1.6 Criterios de selección.....	21
2.1.7 Partes de la polea .....	22
2.1.8 Fajas .....	24
2.1.9 Relación de transmisión.....	25
2.2 Tornillos de bolas.....	26
2.2.1 Cálculo de un tornillo de bolas. ....	29
2.3 Vibraciones en Máquinas Herramientas .....	32
2.3.1 Análisis modal.....	32
2.3.2 Método de elementos finitos: .....	38
2.3.3 Análisis estático por el método de elementos finitos para un torno CNC: 39	
2.3.4 Método de elementos finitos: .....	45

2.1	Observaciones .....	51
2.2	Sistemas de Control Numérico .....	52
2.2.1	Control Numérico .....	52
2.2.1.1	Historia del Control Numérico .....	52
2.2.1.2	¿Qué es un centro de maquinado? .....	55
2.2.1.3	Equipos de control numérico de contorno.....	55
2.2.2	Servomecanismos .....	56
2.2.3	Programación en el control numérico: .....	56
2.2.4	Estándares utilizados en los sistemas de Control Numérico. ....	57
2.2.5	Movimientos y ejes de control de la máquina. ....	57
2.2.5.1	Sistema Incremental .....	57
2.2.5.2	Sistema Absoluto .....	58
2.2.6	Sistema de coordenadas de la máquina y de trabajo. ....	60
2.2.6.1	Sistema de coordenadas de la máquina.....	60
2.2.6.2	Sistema de coordenadas de trabajo .....	61
2.2.7	Configuración del programa.....	62
2.2.8	Clases y semántica de las direcciones .....	62
2.2.9	Como Programar un CNC.....	66
2.2.9.1	Códigos N .....	66
2.2.9.2	Direcciones X, Y, Z .....	66
2.2.9.3	Códigos G .....	66
2.2.9.4	Códigos M.....	68
2.3	Tornos.....	69
2.3.1	Tornos Convencionales .....	69
3	CAPITULO 3 Muestra de cálculos mecánicos .....	71
3.1	Cálculos de los diferentes elementos del torno CNC .....	71
3.2	Prueba de vibraciones. ....	96
3.2.1	El resultado obtenido después de correr el programa fue el siguiente: 102	
3.3	Soportes Seleccionados .....	103
4	CAPITULO 4 Parte Electrónica .....	109
4.1	Introducción .....	110
4.2	Solución seleccionada .....	111

4.2.1	Características de la solución .....	112
4.2.2	Descripción de la solución .....	112
4.2.2.1	Comunicación serial e interfaz con memoria externa. ....	113
4.2.2.2	Control de velocidad para el motor CD .....	114
4.2.2.3	Control de motores paso a paso .....	115
4.2.2.4	Etapas de potencia .....	115
4.3	Objetivos de este apartado .....	115
4.3.1.1	Objetivos de hardware .....	115
4.3.1.2	Objetivos de software a nivel del microcontrolador.....	115
4.3.1.3	Objetivos de software a nivel de la PC .....	116
4.4	Marco teórico .....	117
	Comunicación Serial:.....	117
4.4.1.1	Motores stepper .....	120
4.4.2	Mosfets .....	125
4.4.3	Rectificador controlado de silicio (SCR).....	126
4.5	Procedimiento metodológico .....	127
4.5.1	Obtención y análisis de información .....	127
4.5.2	Evaluación de las alternativas y síntesis de una solución.....	127
4.5.3	Implementación de la solución.....	128
4.5.4	Módulo principal.....	129
	Descripción de la Unidad de control .....	129
4.5.4.1	Latch del motor CD.....	130
4.5.4.2	Módulo de memoria externa .....	130
4.5.4.3	Comunicación serial .....	131
4.5.4.4	Latches de los motores de paso .....	133
4.5.4.5	Puerto de los sensores .....	133
4.5.5	Módulo de control del motor CD .....	135
4.5.5.1	Regulador de velocidad .....	136
4.5.5.2	Sensor de velocidad .....	137
4.5.5.3	Diagrama esquemático del sistema de control .....	139
4.5.6	Etapas de potencia .....	139
4.5.6.1	Etapas de potencia para el motor CD de imanes permanentes	139
4.5.6.2	Etapas de potencia para el motor de pasos para el eje X .....	142

4.5.6.3	Etapa de potencia para el motor de pasos para el eje Z .....	143
4.5.7	Motores utilizados .....	145
4.5.7.1	Motor CD de imanes permanentes .....	145
4.5.7.2	Motores de pasos para el movimiento de los ejes .....	145
4.5.8	Descripción del software .....	146
4.5.8.1	Software a nivel de la PC.....	146
4.5.8.2	Compilador .....	147
4.5.8.3	Transmisor por puerto serie.....	149
4.5.9	Software del microcontrolador .....	150
4.5.9.1	Microcontrolador principal.....	150
4.5.9.2	Software para el control del motor CD.....	151
4.5.10	Resultados.....	152
4.5.10.1	Prueba realizada.....	152
4.5.11	Problemas encontrados .....	153
5	RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES .....	155
5.1	Recomendaciones mecánicas .....	155
5.2	Conclusiones .....	155
5.3	Recomendaciones electrónicas .....	155
6	Aportes y Alcances .....	157
7	BIBLIOGRAFIA .....	159
8	Apéndices .....	162
9	ANEXOS mecánicos .....	182

## RESUMEN

---

En el desarrollo de este proyecto participan los ingenieros Lucía Morera, Ivannia Hasbum, Manuel Mata y Carlos Badilla donde plantean como principal objetivo la construcción de un torno de control numérico.

Inicialmente se desarrollará una fase de investigación donde se analizan los conocimientos de equipos similares que han construido máquinas herramientas análogas a la planteada en el presente proyecto. Posteriormente una vez realizada la investigación se realiza la fase de diseño del torno utilizando los programas: Inventor y Autocad de Autodesk

Entre los problemas encontrados para la construcción del torno se pueden mencionar:

1. Para alimentar los motores de paso y el circuito de control se utilizó una fuente switching de las que se usan en las computadoras. El motor que mueve el eje z consume 6A cuando se encuentra bloqueado, mientras que el del eje x consume 1,5A. Cuando ambos motores se mantenían en operación se alteraba el comportamiento del circuito, pues el consumo de corriente exigido por los motores provocaba una pérdida de aproximadamente 1V en el voltaje de alimentación. Por ello cada motor fue alimentado con fuentes independientes aunque su desempeño no es lo que se desea.
2. No fue posible mover los motores paso a paso con dos bobinas ya que la fuente no da suficiente corriente, con dos bobinas los motores se mueven más rápido y con más fuerza.
3. La gran cantidad de corriente pedida por los motores paso a paso (aún para el pequeño del eje X) hace que la caída de tensión en el cable de tierra sea considerable.
4. Los circuitos de control de ejecución y control de velocidad del motor CD se implementaron en "protoboard" distintas, debido al problema anterior, el motor CD se comportaba de manera inestable mientras los motores de pasos se mantenían en operación.

Las principales conclusiones de la investigación son:

1. Los porcentajes de error obtenidos de las pruebas de simulación respecto de los cálculos analíticos fueron menores a un 10 %. Por lo tanto, son lo suficientemente cercanos a la realidad.
2. Se obtuvo que para las pruebas de desplazamientos todos los porcentajes de error fueron menores a un 18 %. Esto porque para estas pruebas fue necesario integrar varios resultados previos. Por lo cual estos valores se consideran aceptables.
3. Se determinó que las frecuencias naturales del conjunto eje – shock se presentan cuando la velocidad angular es de alrededor de 595 rad /s, 1 765 rad/ s y 3 585 rad /s (estos son valores estimados obtenidos de la gráfica del programa).
4. Se determinó que para evitar corrosión entre los dos materiales utilizados (AISI 1020 y 6061 Alloy) se requiere al menos una capa de anticorrosivo.

## LISTA DE TABLAS

---

Tabla 2.1. Parámetros Modales .....	36
.Tabla 2.2 Reescalado de diferentes Modos .....	36
Tabla 2.3. Coseno para diferentes números de Modo .....	37
Tabla 2.4 Valores óptimos de avance y profundidad.....	38
Tabla 2.5 Parámetros Modales .....	42
Tabla 2.6 Rescalado de diferentes Modos .....	43
Tabla 2.7 Coseno para diferentes números de Modo .....	44
Tabla 2.8 Valores óptimos de avance y profundidad.....	45
Tabla 2.9. Valores de la proporción de amortiguamiento crítico aceptados por la USNRC (United States Regulatory Comm.ission) para el diseño de estructuras..	50
Tabla 2.10. Clases de semántica de las direcciones.....	63
Tabla 3.1. Características para Hierro Fundido y Bronce.....	78
Tabla 3.2. Momento de inercia de la pieza.....	78
Tabla 3.3. Desplazamientos .....	79
Tabla 3.4. Esfuerzos .....	79
Tabla 3.5. Características de cada sección.....	97
Tabla 4.1 Códigos de movimiento soportados. ....	111
Tabla 4.2. Códigos de control soportados.....	111
Tabla 4.3 Secuencia normal para pasos enteros en un motor stepper unipolar..	122
Tabla 4.4. Secuencia wave drive para pasos enteros en un motor stepper unipolar. 123	
Tabla 4.5. Secuencia para medios pasos de un motor stepper.....	124
Tabla 4.6. Descripción del funcionamiento del decodificador.....	130
Tabla 4-7 Características generales del microcontrolador PIC16F874. ....	136
Tabla A.2.1 Tipos de datos del set de instrucciones del micro.....	164
Tabla A.3.1 Códigos de movimiento soportados.....	169



Tabla A.3.2 Códigos de control soportados. ....	169
---	-----

## LISTA DE FIGURAS

---

Figura 2.1. Partes de un rodamiento. ....	19
Figura 2.2. Diferentes tipos de elementos rodantes. ....	20
Figura 2.3. Transmisión por correas. ....	22
Figura 2.4. Partes de una polea. ....	23
Figura 2.5. Muestra como se puede cambiar la dirección del movimiento. ....	23
Figura 2.6. Uso de las poleas para transmitir movimiento producido por un motor eléctrico. ....	24
Figura 2.7 Polea plana. ....	24
Figura 2.8. Polea en V utilizada para las fajas trapezoidales. ....	25
Figura 2.9. Polea Variables involucradas en el cálculo de relación de transmisión. 25	
Figura 2.10. Estructura de un tornillo de bolas. ....	26
Figura 2.11. Eficiencia entre los tornillos de bola y los tornillos de potencia. ....	27
Figura 2.12. Estructura de un tornillo de bolas por tubo exterior. ....	27
Figura 2.13. Estructura de un tornillo de bolas por deflectores. ....	28
Figura 2.14. Estructura de un tornillo de bolas tipo End Cap. ....	28
Figura 2.15 Muestra la forma del arco de la tuerca. ....	29
Figura 2.16. Muestra el diagrama del torno. ....	31
Figura 2.17. Conjuntos mecánicos para determinarse por análisis modal ....	33
Figura 2.18. Proyección de la Dirección Modal ....	35
Figura 2.19. Comportamiento de un cuerpo en el espacio según método de elementos finitos ....	38
Figura 2.20. División de la estructura según método de elementos finitos. ....	38
Figura 2.21 Comportamiento de un cuerpo en el espacio según método de elementos finitos ....	45
Figura 2.22 División de la estructura según método de elementos finitos. ....	45
Figura 2.23 Se presenta el amortiguamiento proporcional de Rayleigh como la suma de los proporcionales de masa y rigidez. ....	50
Figura 2.24 Sistema incremental. ....	58

Figura 2.25. Sistema Absoluto .....	59
Figura 2.26 Ejemplo de sistema incremental y absoluto. ....	60
Figura 2.27. Forma de colocar las dimensiones en los dos sistemas de coordenadas.....	60
Figura 2.28. Sistema de coordenadas de trabajo.....	61
Figura 2.29. Representación de la compensación en la dirección Z del sistema de coordenadas de trabajo.....	62
Figura 3.1. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el eje por carga a fatiga .....	71
Figura 3.2. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el eje por carga a fatiga .....	73
Figura 3.3. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el eje .....	75
Figura 3.4. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el eje .....	76
Figura 3.5. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en la bancada por carga a fatiga .....	78
Figura 3.6. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el Shock por carga a fatiga .....	80
Figura 3.7. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el Shock por carga a fatiga .....	82
Figura 3.8. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el Shock por carga a flexión.....	84
Figura 3.9. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el Shock por carga a flexión.....	86
Figura 3.10. Diagrama de Momento y cortante para el sistema del eje y Shock...	87
Figura 3.11. Ventana del Software donde se indica los momentos de Inercia del Sistema .....	93
Figura 3.12. Detalle de la división del subconjunto eje – shock para el cálculo de $k_{eq}$ 97	
Figura 3.13. Diagrama de flujo del método de Holzer para vibraciones mecánicas a flexión.....	98
Figura 3.14. Datos de entrada al programa.....	101
Figura 3.15. Resultado del análisis de vibraciones para el conjunto eje – shock.	102
Figura 3.16. Soporte de pie de dos piezas.....	104
Figura 3.17 Rodamiento de Rodillos .....	107
Figura 3.18 Dimensiones Principales.....	108
Figura 4.1 Diagrama de bloques de la solución propuesta. ....	112

Figura 4.2 Diagrama de bloques del compilador.....	113
Figura 4.3 Conexión de memoria adicional al sistema.....	114
Figura 4.4 Diagrama del sistema de control de velocidad del motor CD.....	114
Figura 4.5 Conexión de pines para comunicación serial con dos conectores DB9. 118	
Figura 4.6 Conexión de pines para comunicación serial con dos conectores DB25.1 .....	118
Figura 4.7 Ejemplos de diagramas de tiempo para comunicación serial .....	120
Figura 4.8 Constitución de motores stepper unipolares de 5 y 6 hilos. ....	121
Figura 4.9 Relay de estado sólido.....	125
Figura 4.10 Diagrama de pines y esquema interno del Mosfet. ....	126
Figura 4.11 Diagrama de pines y esquema interno del SCR .....	126
Figura 4.12 Conexión entre los latches y el bus de direcciones de la memoria RAM. ....	131
Figura 4.13 Conexión del MAX232 para la comunicación serial. ....	132
Figura 4.14 Conexión de los latches de los motores de paso con la etapa de potencia.....	133
Figura 4.15 Conexión del transceiver con los sensores y los botones. ....	134
Figura 4.16 Esquemático del bloque principal.....	135
Figura 4.17 Diagrama de bloques del sistema. ....	136
Figura 4.19 Disposición del sensor de velocidad en el motor CD. ....	137
Figura 4.20 Curva teórica del convertidor de frecuencia a voltaje.....	138
Figura 4.21 Diagrama esquemático del sistema de control, sensor y actuador. .	139
Figura 4.22 Diagrama de bloques del sistema. ....	140
Figura 4.23 Etapa de sincronización. ....	140
Figura 4.24 Circuito generador de señal de rampa <sup>1</sup> .....	141
Figura 4.25 Comparador para modular el ancho de pulso. ....	141
Figura 4.26 Etapa de acople. ....	141
Figura 4.27 Etapa de potencia para el motor CD. ....	142
Figura 4.28 Etapa de potencia para el motor de pasos del eje X.....	143
Figura 4.29 Etapa de potencia para el motor de pasos del eje Z. ....	144
Figura 4.30 PMDC Motor utilizado para el eje central del torno .....	145
Figura 4.31 Motor paso a paso (stepper) para el movimiento del eje x.....	146
Figura 4.32 Interfaz de usuario del compilador. ....	147

Figura 4.33 Interfaz de usuario del transmisor por puerto serie. ....	149
Figura 4.34 Figura de prueba. ....	153
Figura A.3.1 Interfaz de usuario del compilador. ....	168
Figura A.3.2 Interfaz del transmisor por puerto serie. ....	171
Figura A.4. 1 Respuesta del sistema ante un escalón de 90V. ....	173
Figura A.4. 2 Forma de la respuesta del sistema ante un escalón.....	174
Figura A.4.3 Diagrama esquemático del sistema completo usando Simulink. ....	179
Figura A.4.4 Diagrama esquemático del microcontrolador usando Simulink. ....	179
Figura A.4.5 Resultados de la simulación. ....	180
Figura A.4.6 Comportamiento del compensador. ....	181
Figura A.5.1 Cálculos para la deflexión del shock.....	183
Figura A.5.2 Cálculos del momento de inercia para las pruebas I, G y H.. ....	184
Figura A.5.3 Cálculos del momento de inercia para las pruebas I y J.....	184
Figura A.5.4 Cálculos de la constante de rigidez .....	185
Figura A.5.5 Cálculos de la constante de rigidez .....	186

# 1 CAPITULO 1

---

## 1.1 INTRODUCCION

Por iniciativa un grupo de investigadores han desarrollado el diseño y construcción de un torno de Control Numérico Computarizado (CNC) que permita la elaboración de piezas cuyo diseño haya sido programado mediante códigos G y M.

Actualmente en el mercado se cuenta con tornos CNC industriales los cuales representan altos costos de inversión y de mantenimiento. Aunado a ello los altos costos de capacitación para el buen funcionamiento y operación del mismo.

La creación de este torno pretende en alguna medida minimizar los costos antes indicados, además de brindar una opción más económica a los dueños de talleres de precisión que deseen automatizar sus procesos a mediano plazo.

El diseño e implementación del torno es un proyecto multidisciplinario que involucra conceptos de computación, electrónica y electromecánica, entre otras áreas. Con respecto a la parte electrónica, el problema consiste en desarrollar la unidad de control mediante un sistema basado en microcontroladores que cuente con comunicación vía puerto serial con una PC para transferir la secuencia de operación hacia el controlador o enviar información del estado del sistema hacia la PC. Además, debe contar con una interfaz de usuario implementada en un lenguaje de alto nivel que permita la escritura y compilación de programas en código G y M.

La parte electromecánica consiste en los cálculos necesarios para el diseño del torno que se utilizará en el taller de procesos manufactura de la carrera de mantenimiento industrial.

Se realizaron los cálculos para los diferentes elementos del torno como: eje principal, bancada, conjunto eje-shock y el soporte del eje del shock. El análisis de éstos elementos incluye esfuerzos y deflexiones; siempre tomando en cuenta el factor dinámico y se corroborarán los resultados obtenidos mediante el software inventor, el cual fue utilizado para el diseño del torno.

Para ahondar más en el tema se realiza una investigación en diferentes aspectos relacionados con la teoría de máquinas herramientas: teoría de corte y arranque de viruta, aplicaciones y tipos de máquinas CNC, sistemas de transmisión utilizados en máquinas herramientas, haciendo énfasis en la transmisión por bandas (que fue la utilizada para el torno).

Otros temas afines que también fueron investigados, dada su relación con el tema son: tornillos de bolas (empleado para guiar el movimiento del porta herramientas), afinidad de materiales (a fin de garantizar un desempeño aceptable frente a la

corrosión), selección de chumaceras adecuadas para esta máquina, empleando los catálogos del fabricante Seal Master.

Por su parte, el análisis de vibraciones, dada la complejidad de sus cálculos y lo extensos que éstos resultan, se emplea como herramienta un programa creado en Excel, el cual genera una gráfica a partir de la que se pueden determinar las frecuencias naturales.

Los encargados del área de Ingeniería Electromecánica y Producción Industrial realizarán la programación y la verificación de los movimientos que realiza el torno una vez que este halla sido programado.

## **1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.**

El control numérico computarizado es ampliamente usado en la industria para la creación y moldeo de piezas complejas de manera rápida y precisa, logrando aumentar los índices de productividad y calidad a la vez que se disminuyen los costos de producción, esto lo convierte en una herramienta que debe ser conocida y manejada eficazmente por el ingeniero electromecánico. No obstante la utilización de este tipo de máquina herramienta resulta sumamente costosa, la compra, mantenimiento y el entrenamiento para aquellas personas que la utilicen. Es así, como es planteado uno de los objetivos fundamentales de este proyecto, el cual es construir un torno el cuál minimice los costos antes mencionados. Y poder a mediano plazo que los estudiantes dispongan de una máquina herramienta automatizada cuyos costos de construcción, mantenimiento y entrenamiento sean menores que los que actualmente se encuentran en el mercado.

No obstante otro de los objetivos de este proyecto es poder integrar en un proyecto de investigación ingenieros de diferentes escuelas que trabajaran como un grupo interdisciplinario, y además incursionar en el área de la mecatrónica.

## **OBJETIVOS GENERALES Y ESPECIFICOS**

### **1.3 OBJETIVO GENERAL**

Diseño y construcción de un torno de Control Numérico de aplicación didáctica.

### **1.4 Objetivos Específicos**

Los objetivos específicos han sido desarrollados por áreas, se indican a continuación.

## 1.4.1 Área de Ingeniería Electrónica

### Objetivos de hardware

1. Construir la interfase necesaria que permita conectar una memoria RAM externa, de al menos 32kbytes, al microcontrolador para el almacenamiento del programa de control.
2. Implementar la interfase entre el sensor de posición para los motores paso a paso y el microcontrolador.
3. Instalar y acoplar al sistema un conjunto de interruptores que permitan al usuario realizar en forma asincrónica las tareas de (1) parada de emergencia y (2) reinicio.
4. Implementar la interfase entre el sensor de velocidad para el motor CD y el microcontrolador encargado de su muestreo.
5. Diseñar y construir el lazo de control necesario para regular y mantener constante la velocidad del motor CD.

### Objetivos de software a nivel del microcontrolador

1. Diseñar la estructura de almacenamiento de información en la RAM externa.
2. Escribir una rutina en lenguaje C que permita realizar el almacenamiento de información en la RAM externa.
3. Diseñar el formato de comunicación por utilizar para transferir instrucciones expresadas en códigos G y M desde la PC hacia el microcontrolador y para el envío de información de estatus del microcontrolador hacia la PC.
4. Escribir las rutinas en lenguaje C necesarias para convertir en órdenes de movimiento de los motores paso a paso las instrucciones recibidas desde la PC, a efecto de que el torno pueda realizar las operaciones especificadas por el usuario.
5. Desarrollar una rutina que permita implementar un sistema de parada de emergencia en respuesta a una orden asincrónica recibida del usuario mediante un interruptor de suspensión de la operación.
6. Desarrollar una rutina que permita restablecer el sistema al estado en que se encontraba al realizar una parada de emergencia, de modo que pueda continuar la operación a partir del punto en que se produjo la suspensión de la operación.
7. Ajustar las rutinas en lenguaje C correspondientes a los comandos G y M desarrollados en la etapa anterior, de modo que permita establecer en forma precisa, la relación entre la cantidad de pasos que debe moverse cada motor paso a paso para avanzar un milímetro.

8. Escribir una rutina en lenguaje C que permita medir la velocidad del motor CD que hace girar la pieza por ser torneada.
9. Diseñar el modelo de control automático de velocidad del motor CD, ante variaciones de la carga y otras perturbaciones, basado en ecuaciones de diferencias, que permita mantener constante la velocidad del motor de acuerdo con los parámetros establecidos por el usuario.
10. Escribir una rutina en lenguaje C que permita implementar el modelo de control automático de velocidad del motor CD.

### **Objetivos de software a nivel de la PC**

1. Desarrollar un algoritmo que interprete los códigos G y M ingresados por el usuario, los convierta al formato de comunicación y los envíe vía puerto serie al microcontrolador
2. Rediseñar el decodificador de códigos G y M implementado en la primera etapa del proyecto para que acepte los códigos definidos en esa etapa y reconozca nuevos códigos.
3. Implementar una rutina que permita al usuario crear macroinstrucciones que realizan instrucciones complejas a partir de un conjunto de instrucciones simples expresadas en términos de comandos G y M.
4. Implementar una rutina que permita decodificar el conjunto de instrucciones simples que forman una macroinstrucción y las convierta al formato de comunicación para enviarlas luego al microcontrolador.

### **1.4.2 Área de Ingeniería Electromecánica**

1. Documentar teoría de maquinas Herramientas
2. Documentar Teoría de Corte o Arranque de Viruta
3. Documentar Tipo de maquina CNC
4. Documentar Vibraciones Mecánicas
5. Documentar Método de Elementos Finitos
6. Documentar Sistemas de Transmisión
7. Verificar y Documentar de los Mecanismos ya existentes
8. Realizar un estado del arte respecto del maquinado y máquinas herramientas.
9. Determinar la potencia necesaria para los motores de los ejes X y Z.
10. Diseñar el torno utilizando para ello el software desarrollado.
11. Realizar los planos de las diferentes piezas del torno.
12. Maquinar las piezas del torno en el Centro de Procesos Metalmecánicos.



13. Ensamblar las diferentes piezas del torno.

### **1.4.3 Área de Ingeniería Industrial**

1. Evaluar los movimientos del torno en los ejes X y Z.
2. Desarrollar programas donde se maquinen piezas de diferentes tamaños y formas.
3. Determinar la calidad de maquinado de las piezas.

## 2 CAPÍTULO 2 Área mecánica.

---

### 2.1 Rodamientos

En los sistemas de transmisión de movimiento los cojinetes y chumaceras tienen una gran importancia, es por esto que se tratará más a fondo

#### 2.1.1 Cojinetes y chumaceras.

##### Definición:

Un cojinete es un mecanismo cuya finalidad es servir de apoyo a los ejes y árboles que giran en el espacio, los cuales les permite rotar libremente además de soportar las cargas que se les impongan.

##### Clasificación:

- Cojinetes de deslizamiento
- Cojinetes de rodamientos.

Los cojinetes de deslizamiento o también llamados bujes son los que realizan su trabajo en condiciones de deslizamiento relativo y lo que separa el árbol del cojinete es una capa de lubricante,

#### 2.1.2 Los cojinetes de rodamientos.

Estos permiten la rotación del eje dentro de él por la utilización de elementos rodantes lo más rígidos posible, poco deformables colocados en pista intermedias en algunos casos, los cuales permiten un movimiento indirecto de rodadura entre el cojinete y el árbol.<sup>1</sup>

Ventajas de los cojinetes de rodamiento contra los bujes:

- Permiten reducir la resistencia que impone la carga en el eje entre 5 y 10 veces.
- Se reduce el calor generado entre partes en contacto y en movimiento.

---

1. COJINETES DE RODADURA (RODAMIENTOS) TEÓRICO Prof. Ing. MAYER, Omar E. omayer@fi.uba.ar SETIEMBRE 2 002.  
2. Cojinetes de rodamiento. G. González Rey, A. García Toll, T. Ortiz Cardenas

- Se reduce el desgaste en los ejes.
- Se reducen las pérdidas por fricción.

Desventajas:

- Las dimensiones radiales son mayores.
- Su capacidad para amortiguar las vibraciones es menor.
- Existen altas tensiones de contacto.
- No se recomiendan en velocidades altas.
- No se recomiendan en cigüeñales, aunque existen algunos especiales para estos usos.

### 2.1.3 Partes de un rodamiento:

En la figura 2.1 se puede observar las partes principales de un rodamiento:

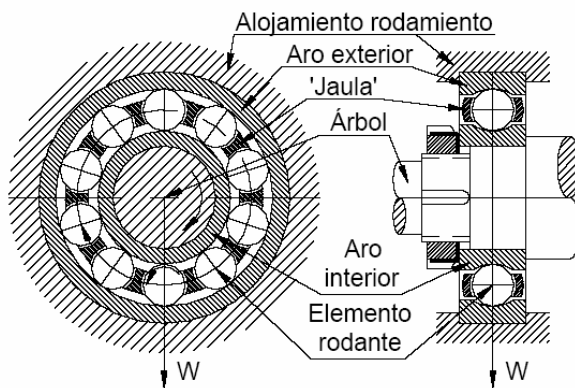


Figura 2.1. Partes de un rodamiento.

### 2.1.4 Partes rodantes de los cojinetes:

Las partes rodantes son junto con los aros los encargados de soportar las cargas. Estos elementos rodantes pueden tener diferentes geometrías.

- Bolas.
- Rodillos cilíndricos.
- Rodillos cónicos.
- Rodillos esféricos.

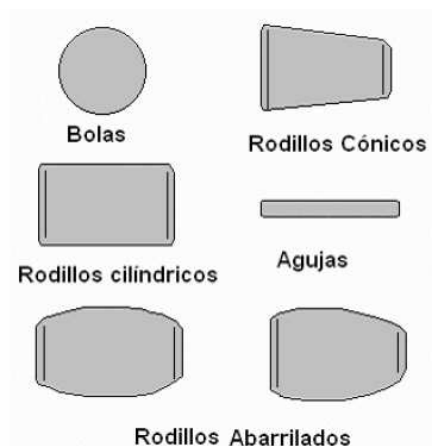


Figura 2.2. Diferentes tipos de elementos rodantes.

Los elementos rodantes se fabrican de aceros aleados con cromo y cromo níquel, además se les da tratamientos térmicos para lograr una dureza superficial de hasta 60 y 65 HRC.

### 2.1.5 Clasificación de los Cojinetes.

Existen varias maneras de clasificar los rodamientos y es importante tomarlas en cuenta a la hora de seleccionarlos para un uso específico.

Clasificación según la forma de los elementos rodantes.

- Bolas.
- Rodillos (cilindros, cónicos, esféricos, agujas)

Clasificación según el sentido de aplicación de la carga.

- Radiales.
- Radio-axiales.
- Axiales
- Axiales-radiales

Clasificación según su capacidad de autoalineación.

- Autoalineantes
- No autoalineantes.

Clasificación según el tipo.

- Rígido de Bolas de una Hilera ( Radial )
- Bolas Angulares ( Radio-axial )
- Agujas ( Radial )
- Rodillos Cónicos ( Radio-axial )
- Axial de Rodillos Cilíndricos ( Axial )
- Axial de Rodillos Cónicos (Axial-radial )
- Bolas de dos Hileras Autoalineantes ( Radial )
- Rodillos Cilíndricos ( Radial )
- Rodillos Esféricos Autoalineantes ( Radial )
- Bolas Axial ( Axial )
- Axial de Agujas ( Axial). 2

### **2.1.6 Criterios de selección.**

Para seleccionar un rodamiento se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

Según el tipo de rodamiento:

- Magnitud y dirección de las cargas.
- Velocidad de giro
- Restricciones de desplazamientos de los apoyos.
- Dimensiones radiales y axiales.
- Auto alineación.

- Rigidez.
- Limitaciones de montaje y desmontaje.

Según el tamaño:

En este se toma en cuenta criterios de capacidad de carga estática y dinámica.

La selección de rodamientos según el criterio de capacidad de carga estática se realiza cuando la frecuencia de rotación de este es menor de 10 r.p.m. (velocidad de rotación muy lenta). En caso contrario se emplea el criterio de capacidad de carga dinámica, si el rodamiento permanece en las paradas y arranques bajo el efecto de la carga debe realizarse adicionalmente la comprobación a capacidad de carga estática.

## Poleas y Fajas

### Transmisión por poleas

La transmisión por correa consta de una faja colocada con cierta tensión entre dos poleas, una polea será motriz y le transmitirá el movimiento a la otra por medio del rozamiento que se produce entre la faja y las poleas.

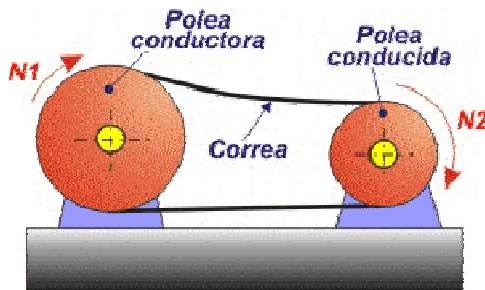


Figura 2.3. Transmisión por correas.

### 2.1.7 Partes de la polea

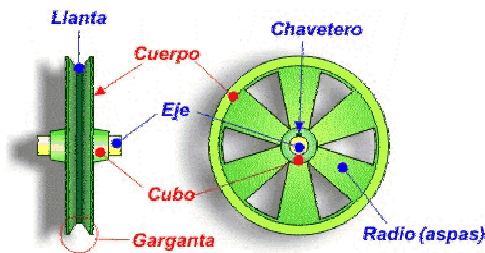
En las poleas se puede apreciar tres partes que son:

- Cuerpo
- Cubo
- Garganta

El **cuerpo** es el elemento que une el cubo con la garganta. En algunos tipos de poleas está formado por radios o aspas para reducir peso y facilitar la ventilación de las máquinas en las que se instalan.<sup>3</sup>

El **cubo** es la parte central que comprende el agujero, permite aumentar el grosor de la polea para aumentar su estabilidad sobre el eje. Suele incluir un **chavetero** que facilita la unión de la polea con el eje o árbol (para que ambos giren solidarios).<sup>3</sup>

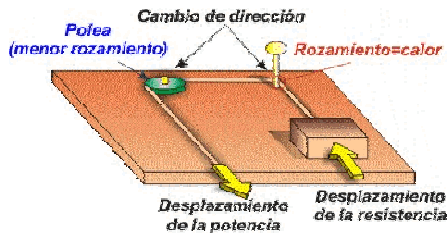
La **garganta** (o **canal**) es la parte que entra en contacto con la cuerda o la correa y está especialmente diseñada para conseguir el mayor agarre posible. La parte más profunda recibe el nombre de **llanta**. Puede adoptar distintas formas (plana, semicircular, triangular...) pero la más empleada hoy día es la **trapezoidal**.<sup>3</sup>



**Figura 2.4. Partes de una polea.**

La función principal de las poleas es cambiar la dirección de una fuerza mediante cuerdas o transmitir un movimiento giratorio de un eje producido por un motor a otro eje mediante fajas.

Básicamente la polea se utiliza para dos fines: el primero es para cambiar la dirección de una fuerza mediante cuerdas, el segundo es para transmitir un movimiento giratorio de un eje a otro mediante correas.



**Figura 2.5. Muestra como se puede cambiar la dirección del movimiento.**

---

<sup>3</sup> Estudio de la polea de correa.htm

<sup>3</sup> Estudio de la polea de correa.htm

<sup>3</sup> Estudio de la polea de correa.htm

La figura 2.6 muestra un ejemplo del segundo uso de las poleas y fajas el cual es acoplar motores eléctricos a otras maquinas tales como compresores, generadores eléctricos, etc., con mecanismos de este tipo se pueden construir mecanismos como la caja de velocidades, un tren de poleas, aumentar o disminuir la velocidad que nos entrega un motor en su eje, etc.

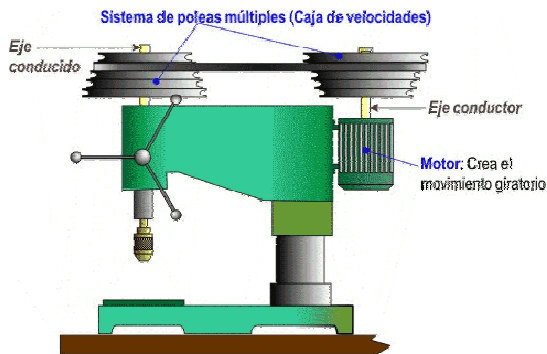


Figura 2.6. Uso de las poleas para transmitir movimiento producido por un motor eléctrico.

## 2.1.8 Fajas

Las fajas pueden ser principalmente de dos tipos, planas y trapecoidales.

Las planas como se muestra en la figura necesitan que las poleas tengan el perímetro acanalado, siendo las más utilizadas.

Las fajas trapecoidales son las más utilizadas y se pueden encontrar en diferentes formas y tamaños; la función se fundamenta en el efecto cuña que se presenta entre la faja y la polea.

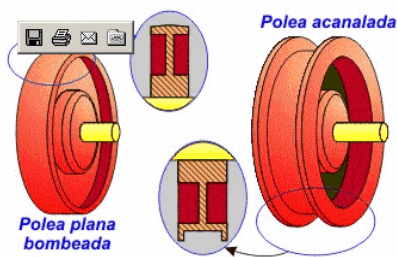


Figura 2.7 Polea plana.



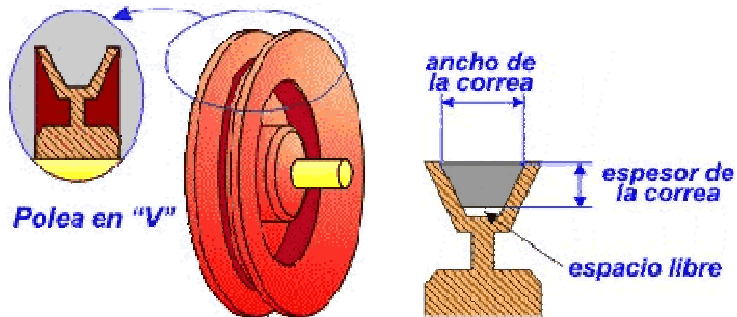


Figura 2.8. Polea en V utilizada para las fajas trapezoidales.

### 2.1.9 Relación de transmisión.

Como realizar el cálculo de las poleas dependiendo de las relaciones que se requieran.

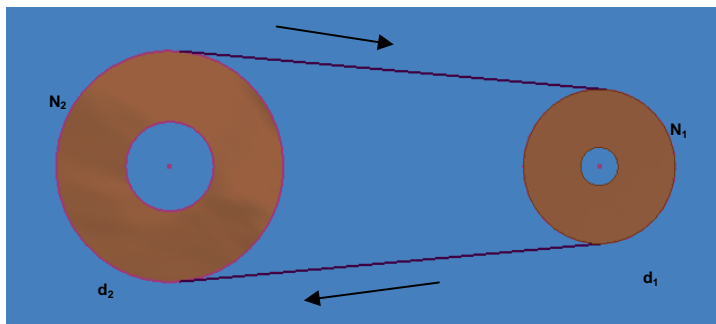


Figura 2.9. Polea Variables involucradas en el cálculo de relación de transmisión.

Donde:

$d_1$  = Diámetro de la polea motriz

$N_1$  = Velocidad de la polea motriz (r.p.m.)

$d_2$  = Diámetro de la polea conducida

$N_2$  = Velocidad de la polea conducida (r.p.m.)

Relación de transmisión:  $N_1 / N_2 = dp_2 / dp_1$

Donde:  $dp_1$  y  $dp_2$  son "diámetros primitivos".

Para establecer la relación de transmisión entre las poleas se toma la siguiente relación.

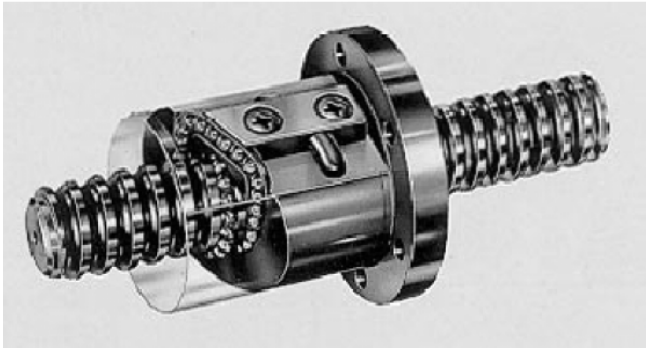
$$N_1 \cdot d_1 = N_2 \cdot d_2$$

En el anexo se muestran diferentes tablas con valores estándar de fajas y poleas

## 2.2 Tornillos de bolas.

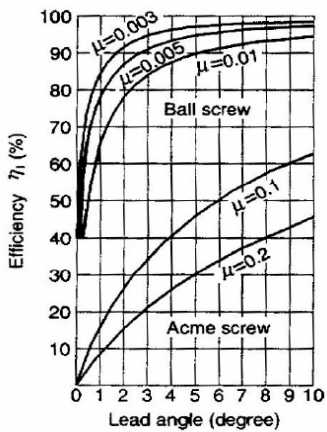
Los tornillos de bolas son eficientes al convertir movimientos rotatorios a movimientos lineales. Un tornillo de bolas es un tornillo mejorado, estos tienen unas bolas que transfieren las cargas entre la tuerca y el tornillo.

Los tornillos de bolas pueden también ser utilizados como reductores de velocidad, convirtiendo un desplazamiento lineal en otro menor, como alternativa a motores lineales o cilindros hidráulicos o neumáticos. Un par pequeño es convertido en una gran fuerza de empuje con mayor eficiencia y precisión que la conseguida con un tornillo de potencia. El tornillo consta básicamente del eje o husillo propiamente dicho, tuerca, bolas y un sistema de recirculación para éstas últimas. Las bolas giran entre el eje y la tuerca para reducir el rozamiento y elevar el rendimiento de la transferencia de movimiento. Al llegar al final de la carrera vuelven al punto de partida gracias a diversos sistemas de recirculación. 3

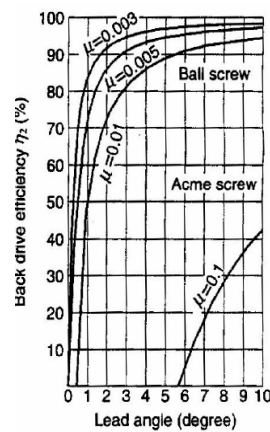


**Figura 2.10. Estructura de un tornillo de bolas.**

Los tornillos de bolas son más eficientes que los tornillos de potencia, esto se puede observar en la siguiente figura.



**Eficiencia en operación normal**  
**Convirtiendo movimiento rotatorio a movimiento lineal**



**Eficiencia**  
**Convirtiendo movimiento lineal en movimiento rotatorio**

$\mu$  = Coeficiente de fricción

Figura 2.11. Eficiencia entre los tornillos de bola y los tornillos de potencia.

### Tipos de recirculación de bolas.

La forma en como las bolas recirculan dentro de la tuerca varía dependiendo del tipo que se requiera.

Existen varios tipos como se puede observar en las siguientes figuras:

#### Por tubo exterior.

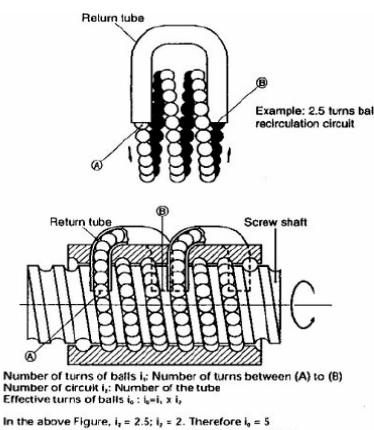
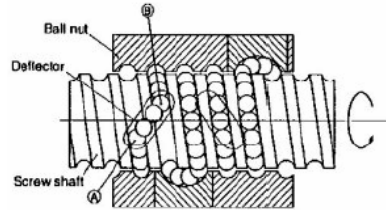


Figura 2.12. Estructura de un tornillo de bolas por tubo exterior.

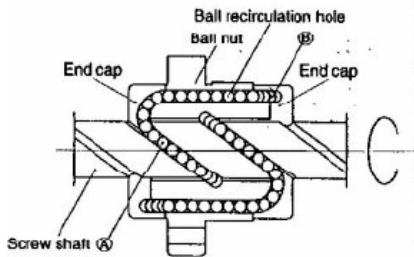
Por deflectores.



Number of turns of balls  $i_1$ : 1(one) for deflector type, the number of turns is between (A) to (B).  
 Number of circuit  $i_2$ : number of deflector  
 Effective turns  $i_0$ :  $i_0 = 1 \times i_2$

Figura 2.13. Estructura de un tornillo de bolas por deflectores.

Tipo End Cap.



Number of turns of balls  $i_1$ : Number of turns of balls is (A) to (B)  
 Number of circuit  $i_2$ : Number of start  $i_1$ , which is the number of independent threads of the screw  
 Effective turns  $i_0$ :  $i_0 = i_1 \times i_2 = i_1 \times i_1$

Figura 2.14. Estructura de un tornillo de bolas tipo End Cap.

Un aspecto importante de un tornillo de bolas eficiente es el sistema de recirculación de las bolas en el interior de la tuerca. Este sistema de transferencia interna se utiliza debido a su robusta construcción y de la ventaja de permitir un diámetro mas reducido de la tuerca, permitiendo un movimiento más suave, menos bolas por pista y por lo tanto menos rozamiento.

La forma de la pista que se utiliza es la ojival también llamado arco gótico como se muestra en la figura, esta forma permite reducir el juego axial libre en el caso de la tuerca sencilla.

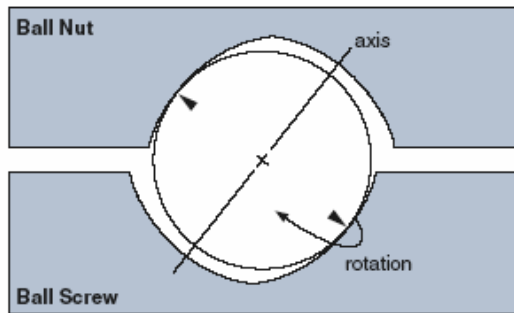


Figura 2.15 Muestra la forma del arco de la tuerca.

### 2.2.1 Cálculo de un tornillo de bolas.

Para realizar el cálculo adecuado del tornillo a utilizar se deben seguir los siguientes pasos: 4

Las fórmulas para el cálculo del tornillo de bolas son las siguientes, según Surestep:

Revoluciones del motor:

$$n_{motor} = (V_{carga} \cdot P) \cdot i$$

$$n_{motor} = RPM$$

$$V_{carga} = \frac{mm}{min}$$

Torque requerido para acelerar y desacelerar la carga

$$T_{acel} \approx J_{total} \cdot (\Delta_{velocidad} \div \Delta_{tiempo}) \cdot 2 \cdot \pi \div 60$$

$$T_{acel} = N - m$$

$$J_{total} = Kg - m^2$$

$$\Delta_{velocidad} = RPM$$

$$\Delta_{tiempo} = seg$$

Inercia total del motor

$$J_{total} = J_{motor} + J_{reductor} + ((J_{acoplamiento} + J_{tornillo} + J_{carga}) \div i_2)$$

$$J_{total} = Kg - m^2$$

Inercia de la carga

$$J_{carga} = (Peso) \cdot (2 \cdot \pi \cdot P^2) \div e$$

$$Peso = Kg$$

Paso y eficiencia.

$$P = pitch = \frac{rev}{m} \text{ del movimiento}$$

e = eficiencia

Torque de fricción

$$T_{resist} = ((F_{total} \div (2 \cdot \pi \cdot P)) + T_{precarga}) \div i$$

$$T_{resist} = Kg - m^2$$

Torque debido a tensión en el tornillo sinfín.

$T_{precarga} [Kg - m^2] =$  Tensión en el tornillo para minimizar el "Backlash".

Fuerza total

$$F_{total}[N] = F_{ext} + F_{fricción} + F_{gravedad}$$

$$F_{total} = F_{ext} + F_{fricción} + F_{gravedad}$$

$$F_{total} = N$$

Defina las necesidades del actuador y del movimiento.

Peso de la mesa y del objeto

Ángulo de inclinación

Fuerza externa de la carga

Diámetro del tornillo

Longitud del tornillo

Material del tornillo

Resolución deseada

Reductor de engranaje

Movimiento

Paso del tornillo

Coefficiente de fricción de superficies que se deslizan

Tiempo de movimiento

Tiempo de aceleración

Frecuencia inicial en la partida

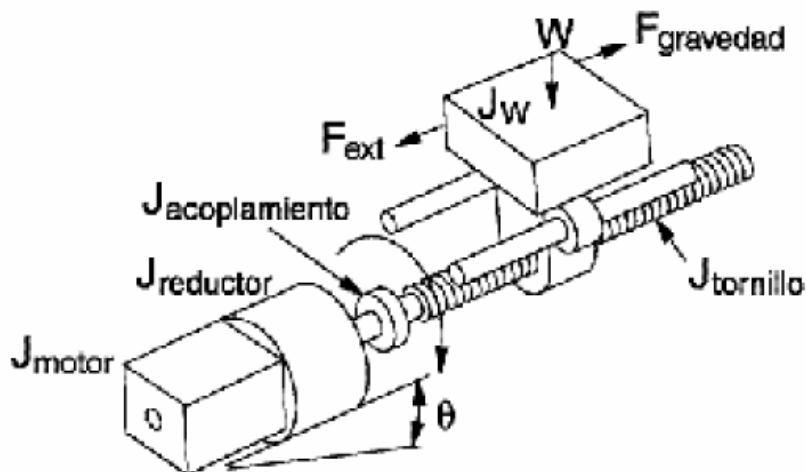


Figura 2.16. Muestra el diagrama del tornillo.

$d_{carga}$  = desplazamiento o distancia que se mueve la carga por rotación del eje del actuador

( $P = \text{pitch} = 1/d_{carga}$ )

$D_{total}$  = distancia total del movimiento

$u_{\text{Paso}}$  = resolución del paso del accionamiento (pasos/revmotor)

$i$  = razón de reducción del reductor de velocidad (revmotor/revejereductor)

$T_{\text{acel}}$  = torque requerido para acelerar y desacelerar la inercia total del sistema (incluye la inercia del motor)

$T_{\text{resist}}$  = torque resistivo de la carga cuando se opera el actuador a velocidad constante por la fricción,

fuerzas externas a la carga, etc.

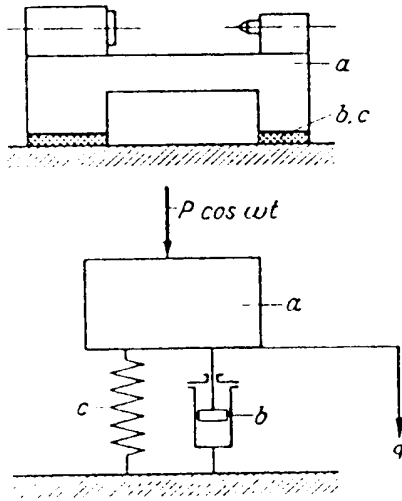
$t_{\text{total}}$  = tiempo del movimiento

## **2.3 Vibraciones en Máquinas Herramientas**

### **2.3.1 Análisis modal**

El análisis modal es el método que más se utiliza para obtener tanto las frecuencias de los modos como de la estructura. Este método de diseño y análisis se basa en el cálculo de las frecuencias y modos naturales de vibración del sistema o elemento en estudio. El modo vibratorio representa la escala por medio de la cual se distribuye la amplitud de la vibración a todo el sólido. En la mayoría de las aplicaciones basta con analizar los modos asociados con frecuencias comprendidas en un determinado rango; además las frecuencias y los modos naturales están en función de la inercia, rigidez y amortiguamiento del componente. Los modos pueden ser Reales; si todos los puntos analizados vibran en fase es decir, que alcanzan su máximo desplazamiento al mismo tiempo y Complejos; si los puntos presentan un desfase entre ellos. Esto se debe al tipo de amortiguamiento que puede ser: nulo, viscoso proporcional, estructural y viscoso no proporcional. Por lo tanto, la determinación de las frecuencias naturales del conjunto estructural es fundamental para el diseño, ya que de esta manera se garantiza un comportamiento dinámico correcto al mantener las velocidades de operación del sistema mecánico lo más distantes posible de las frecuencias naturales (ver figura 2.17).





**Figura 2.17. Conjuntos mecánicos para determinarse por análisis modal**

Nótese que el análisis modal es una técnica capaz de lograr determinar de manera eficiente el diseño dinámico del sistema mecánico; ya que para aumentar una frecuencia natural será suficiente con aumentar la rigidez de los nervios; con lo cual se obtiene una disminución en la deformación del modo.

El fundamento teórico de la aplicación del método del Análisis Modal se basa en la relación existente entre la matriz de transferencia y las frecuencias y modos naturales de vibración.

Descomposición de las ecuaciones modales:

La ecuación dinámica para el análisis modal es la siguiente:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f$$

Si asumimos que  $f = 0$  para  $x = Xe^{i\omega t}$  se tiene que:

$$[-M\omega^2 + i\omega C + K]X = 0$$

Para  $C = 0$ :

$$[K]X = \omega^2[M]X$$

Esto nos lleva a un problema de valores propios cuya solución se obtiene de la siguiente manera:

Frecuencias naturales  $\omega_r$  ( $r=1, \dots, N$ )

Modos de vibración  $\phi_r$  ( $r=1, \dots, N$ )

Ortogonalidad de los modos:

$$\phi_r^T [M] \phi_r = 0 \quad \phi_r^T [K] \phi_r = 0$$

Descomposición modal:

$$x = \sum_r \{\phi\}_r \eta_r = [\Phi] \{\eta\}$$

Para la amortiguación proporcional la ecuación dinámica queda como:

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] \{\ddot{\eta}\} + [\Phi]^T [C] [\Phi] \{\dot{\eta}\} + [\Phi]^T [K] [\Phi] \{\eta\} = [\Phi]^T \{f\} \Rightarrow$$

$$\langle M_d \rangle \{\ddot{\eta}\} + \langle C_d \rangle \{\dot{\eta}\} + \langle K_d \rangle \{\eta\} = [\Phi]^T \{f\}$$

Ecuaciones desacopladas

Ecuación modal r:

Partiendo de:

$$m_r \ddot{\eta}_r + c_r \dot{\eta}_r + k_r \eta_r = \{\phi_r\}^T \{f\}$$

Al dividir por  $m_r$  se obtiene:

$$\ddot{\eta}_r + 2\xi_r \omega_r \dot{\eta}_r + \omega_r^2 \eta_r = \frac{1}{m_r} \{\phi_r\}^T \{f\}$$

Debido a que las fuerzas de corte son fuerzas internas y al normalizar los modos de forma tal que el desplazamiento relativo entre la pieza y la herramienta tengan el siguiente módulo de unidad:

$$\{\phi_{ph}\}_r^T = \{\cos \alpha_r, \cos \beta_r, \cos \gamma_r\}$$

Por lo tanto, las fuerzas de corte son:

$$\{F_c\}_r^T = -\{\cos \alpha_c, \cos \beta_c, \cos \gamma_c\} \Gamma A_c$$

Donde:

$A_c$  = Sección de viruta cortada

$\Gamma$  = una constante con dimensiones de presión

Nótese que  $A_c$  es función del producto de movimiento según 2 direcciones. Para aplicaciones de torneado:

$$A_c = (t_{z0} + t_z)(t_{x0} + t_x) \rightarrow dA_c \cong t_{z0} t_x + t_{x0} t_z$$

Donde:

$t_x$  = Representa las variaciones con profundidad de corte.

$t_z$  = representa las variaciones en el avance por vuelta.

$V_x, V_z$  = son los factores de recubrimiento.

Con base en las definiciones anteriores y sustituyendo convenientemente se llega a:

$$-\{\phi_{ph}\}_r^T \{F_c\}_r = (\cos \alpha_r \cos \alpha_c + \cos \beta_r \cos \beta_c + \cos \gamma_r \cos \gamma_c) \Gamma A_c = \Gamma A_c \cos \varphi =$$

$$\Gamma t_{z0} \cos \varphi \cos \alpha_r (\eta_r(t) - v_x \eta_r(t - \tau)) + \Gamma t_{x0} \cos \varphi \cos \gamma_r (\eta_r(t) - v_z \eta_r(t - \tau))$$

La rigidez de corte modal queda de la siguiente manera:

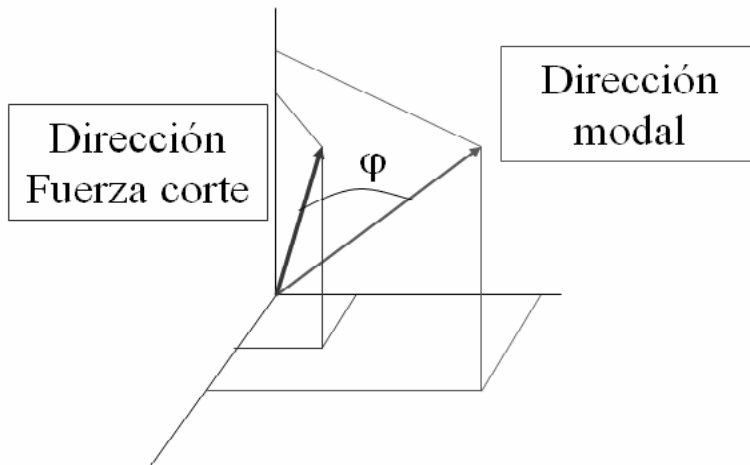
$$K_{cr} = \Gamma \cos \varphi (t_{z0} \cos \alpha_r + t_{x0} \cos \gamma_r)$$

El factor de recubrimiento modal resulta finalmente como:

$$\Gamma \cos \varphi (v_x t_{z0} \cos \alpha_r + v_z t_{x0} \cos \gamma_r) = K_{cr} v_r$$

$$v_r = \frac{v_x t_{z0} \cos \alpha_r + v_z t_{x0} \cos \gamma_r}{t_{z0} \cos \alpha_r + t_{x0} \cos \gamma_r}$$

Si se realiza una proyección modal de la fuerza se obtiene la siguiente figura:



**Figura 2.18. Proyección de la Dirección Modal**

Resumen de ecuaciones modales:

$$m_r \ddot{\eta}_r + c_r \dot{\eta}_r + (k_r + K_c) \eta_r - K_c v_r \eta_r(t - \tau) = 0$$

Donde:

$$K_{cr} = \Gamma \cos \varphi (t_{z0} \cos \alpha_r + t_{x0} \cos \gamma_r)$$

$$V_r = \frac{V_x t_{z0} \cos \alpha_r + V_z t_{x0} \cos \gamma_r}{t_{z0} \cos \alpha_r + t_{x0} \cos \gamma_r}$$

Ejemplo:

**Partamos de los siguientes parámetros modales:**

**Tabla 2.1. Parámetros Modales**

Nº Modo	Frecuencia natural (Hz)	Masa (Kg.)	Amortiguamiento $\phi$ (%)	$\phi_{rx}$	$\phi_{ry}$	$\phi_{rz}$
1	61	1000	3,5	0,2	1	0,2
2	85	85	3	1	0,2	0,1
3	153	153	0,5	1	1	0

Reescalado de los modos:

$$\cos \alpha_r = \frac{\phi_{rx}}{\sqrt{\phi_{rx}^2 + \phi_{ry}^2 + \phi_{rz}^2}} = 0,192 \quad \cos \beta_r = \frac{\phi_{ry}}{\sqrt{\phi_{rx}^2 + \phi_{ry}^2 + \phi_{rz}^2}} = 0,962 \quad \cos \gamma_r = \frac{\phi_{rz}}{\sqrt{\phi_{rx}^2 + \phi_{ry}^2 + \phi_{rz}^2}} = 0,192$$

$$M_r = \frac{M_r}{\phi_{rx}^2 + \phi_{ry}^2 + \phi_{rz}^2}$$

$$\cos \varphi = \cos \alpha_r \cos \alpha_c + \cos \beta_r \cos \beta_c + \cos \gamma_r \cos \gamma_c$$

**Tabla 2.2 Reescalado de diferentes Modos**

Nº Modo	Mr	$\cos \alpha_r$	$\cos \beta_r$	$\cos \gamma_r$
1	925,93	0,192	0,962	0,192
2	761,9	0,976	0,195	0,098
3	10	0,707	0,707	0

Durante el proceso de torneado las fuerzas de corte se calculan como:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} C_x \\ C_y \\ C_z \end{Bmatrix} A_c = \begin{Bmatrix} 1,1 \\ 0,35 \\ 1,6 \end{Bmatrix} 10^9 A_c = \Gamma \begin{Bmatrix} \cos \alpha_c \\ \cos \beta_c \\ \cos \gamma_c \end{Bmatrix} A_c$$

Los cosenos de corte y  $\Gamma$  resultan:

$$\cos \alpha_c = 0,558 \quad \cos \beta_c = 0,177 \quad \cos \gamma_c = 0,811$$

$$\Gamma = \sqrt{C_x^2 + C_y^2 + C_z^2} = 1,973 \cdot 10^9$$

Y el  $\cos \varphi$  es

$$\cos \varphi = \cos \alpha_r \cos \alpha_c + \cos \beta_r \cos \beta_c + \cos \gamma_r \cos \gamma_c :$$

**Tabla 2.3. Coseno para diferentes números de Modo**

Nº Modo	cos $\varphi$
1	0,433
2	0,659
3	0,520

### Combinación óptima de avance y profundidad corte:

Suponiendo una velocidad de pieza, existe un valor  $\mu_{cr}$  para el modo r:

$$K_{cr} = \mu_{cr} K = \mu_{cr} \omega_r^2 m_r$$

Teniendo en cuenta la expresión de Kcr:

$$\Gamma \cos \varphi_r (t_{0z} \cos \alpha_r + t_{0x} \cos \gamma_r) \leq \mu_{cr} \omega_r^2 m_r \quad \rightarrow \quad t_{0z} \cos \alpha_r + t_{0x} \cos \gamma_r \leq \frac{\mu_{cr} \omega_r^2 m_r}{\Gamma \cos \varphi_r}$$

La productividad es máxima si  $A_c = t_{0x} t_{0z}$  es máxima. Por lo tanto al despejar  $t_{0z}$  en la expresión del umbral de estabilidad:

$$t_{0z} \leq \frac{\mu_{cr} \omega_r^2 m_r}{\Gamma \cos \varphi_r \cos \alpha_r} - \frac{\cos \gamma_r}{\cos \alpha_r} t_{0x} \quad \rightarrow \quad A_c = \left( \frac{\mu_{cr} \omega_r^2 m_r}{\Gamma \cos \varphi_r \cos \alpha_r} - \frac{\cos \gamma_r}{\cos \alpha_r} t_{0x} \right) t_{0x}$$

Mediante la derivación se obtienen los máximos:

$$t_{0z} = \frac{\mu_{cr} \omega_r^2 m_r}{2\Gamma \cos \varphi_r \cos \alpha_r} \quad t_{0x} = \frac{\mu_{cr} \omega_r^2 m_r}{2\Gamma \cos \varphi_r \cos \gamma_r}$$

Finalmente para el umbral absoluto:

$$t_{0z} = \frac{2\xi_r (1 + \xi_r) \omega_r^2 m_r}{2\Gamma \cos \varphi_r \cos \alpha_r}$$

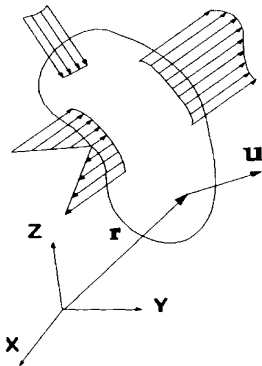
$$t_{0x} = \frac{2\xi_r (1 + \xi_r) \omega_r^2 m_r}{2\Gamma \cos \varphi_r \cos \gamma_r}$$

**Tabla 2.4 Valores óptimos de avance y profundidad**

Nº	$t_{0x}$	$t_{0z}$
Modo	(mm.)	(mm.)
1	29,9	29,9
2	53,0	5,3
3	$\infty$	0,064

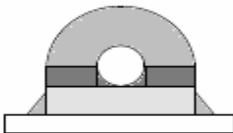
### 2.3.2 Método de elementos finitos:

El método de elementos finitos consiste en asumir que la estructura de la máquina y los elementos que forman la misma son conforman una estructura continua. Dicha estructura se encuentra sometida a desplazamientos ( $u_x, u_y, u_z$ ), deformaciones ( $\delta_x, \delta_y, \delta_z$ ) y esfuerzos ( $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ ).



**Figura 2.19. Comportamiento de un cuerpo en el espacio según método de elementos finitos**

Al asumir que la estructura total es continua, ésta se puede dividir en pequeñas estructuras; a las cuales se les da una forma geométrica que facilite su análisis. A cada una de estas subestructuras se les llama elementos finitos. Así pues; se calculan los desplazamientos, las deformaciones y los esfuerzos para cada elemento finito y posteriormente se suman para obtener el gran total que afecta a la estructura como un todo.



**Figura 2.20. División de la estructura según método de elementos finitos**

A los vértices de cada elemento finito se le llama nodos o puntos de articulación. Los nodos definen el límite o la frontera de elemento finito.

Para iniciar el análisis de los elementos finitos, se debe conocer como están siendo afectados los nodos y por ende la frontera. Esto implica que el método de elementos finitos se resume en un problema de borde; en el cual, se aproxima mediante una función de interpolación cómo se comporta el elemento finito. Lógicamente; como éste es un método aproximado, cuanto más cercano sea el modelo propuesto a la realidad; más certeros serán los resultados obtenidos.

El método de elementos finitos se aplica en la resolución de problemas complejos de estructuras o elementos continuos. Para ello se utiliza un procedimiento matemático que tiene como objetivo aproximar los resultados de los modelos que representan el comportamiento físico de la estructura en cuestión, la cual se somete a diferentes condiciones externas (esfuerzos - deformación, vibración, transferencia de calor, etc.).

Ya que el método de elementos finitos implica un proceso de aproximación y es bastante certero, éste método de análisis es utilizado en la mayoría de los software de diseño mecánico como MCAD, Autodesk Inventor, Mechanical Desktop, SPI, visual Nastran, Magma, EdgeCAM, athtrace, Venezuela; etc.

Procedimiento para realizar el método de elementos finitos:

**Pre - Proceso:** en esta etapa se considera la estructura y los elementos finitos de la misma como ideales. Se definen las características y propiedades de cada elemento finito (geometría, material, tratamientos térmicos, etc.); así como las condiciones periféricas (bordes, restricciones, carga). Esta etapa es la de mayor importancia porque se deben definir correctamente todos los nodos (deben ser los mismos). A esta rutina se le llama consistenciar el modelo.

**Proceso:** en esta etapa se resuelven las ecuaciones y matrices que caracterizan al modelo en estudio.

**Post Proceso:** esta es la etapa final, en la cual, de acuerdo con los resultados obtenidos en la etapa anterior se elaboran los gráficos y tablas de resultados finales. A partir de éstas últimas se plantean las modificaciones y mejoras al diseño inicial.

### **2.3.3 Análisis estático por el método de elementos finitos para un torno CNC:**

Para aplicaciones como máquinas herramienta se recomienda fabricar sus partes con un material suficientemente rígido, esto con el fin de evitar que los desplazamientos (producto de la acción de las vibraciones mecánicas, fuerzas dinámicas y estáticas), lleguen a sobrepasar los límites aceptables establecidos para máquinas herramientas.

Debido a que las deformaciones se presentan en función de las cargas, flexiones y vibraciones mecánicas se recomienda que para partes como las bancadas de máquinas herramienta se sometan a un recocido para disminuir los esfuerzos residuales que éstas puedan tener.

El primer paso para realizar un análisis estático por el método de elemento finito es determinar la de rigidez estática, la cual se define a través del coeficiente de rigidez (k). Para calcular k se proponen las siguientes ecuaciones:

De la física elemental:

$$k = \frac{F}{\delta}$$

Donde:

**F** = es la fuerza total en dirección de deformación.

**δ** = es la deformación.

**k** = es el coeficiente de rigidez.

De la mecánica de materiales:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L}$$

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = \frac{F}{A} \Rightarrow F = \frac{A \cdot E}{L} \cdot \delta = k \cdot \delta \Rightarrow$$

$$k = \frac{A \cdot E}{L}$$

Donde:

**ε** = es la deformación unitaria.

**σ** = es el esfuerzo normal.

**A** = es área transversal.

**L** = es la longitud de la pieza.

**E** = es el módulo de rigidez del material.

Del análisis de vibraciones mecánicas:

$$k = m \cdot \omega^2$$

Donde:

**m** = es la masa de la pieza.

**ω** = es la velocidad angular de la pieza.

Una vez que el torno está trabajando se presentará una deformación estática total producto de las deformaciones de cada elemento finito de las piezas; como por ejemplo: entre herramienta y pieza, entre husillo y cabezal fijo, entre porta herramienta y carros auxiliares, entre carros auxiliares y bancada entre bancada y bases, finalmente entre bancada y cabezal móvil.



Es importante tener en cuenta que la deformación total de la máquina está en función de la rigidez estática de cada una de las partes que la forman y de la forma en que se ensamblaron las mismas.

Mediante la aplicación del método de análisis modal y el método de elementos finitos es posible diseñar y modelar un sistema mecánico completo para realizarle ensayos con diferentes tipos de cargas (dinámica o estática) y modificaciones de ser necesario. Sin embargo, recuerde que se necesita subdividir el sistema completo.

Uno de los parámetros más influyentes para realizar un análisis estático correctamente es el diámetro de las piezas. Por lo tanto, es indispensable realizar un análisis completo de deformación en los ejes x, y de forma tal que se consideren todos los casos extremos. Así pues, es obligatorio realizar los análisis de esfuerzos equivalentes (preferiblemente con base en la Teoría de la Máxima Energía de la Distorsión; Von Misses) para dichos diámetros.

Análisis dinámico por el método de elementos finitos:

De acuerdo con estudios estadísticos realizados en tornos CNC sometidos a condiciones de retemblado; se espera que uno de los siguientes sistemas vibratorios sea el que realice vibraciones autoinducidas: eje principal - pieza o eje principal - pieza - cabezal móvil, pieza y herramienta.

La frecuencia natural de este tipo de vibración está en función de la distribución de la masa de la bancada y de la rigidez de las bases. Ya que los tornos CNC en su mayoría son similares, es de esperarse que las frecuencias naturales de las vibraciones autoinducidas sean parecidas (en cuanto a magnitud se refiere) para tornos diferentes. Nótese que un factor sumamente importante que afecta dichas frecuencias es la amortiguación (C); la cual altera la rigidez dinámica.

### Notas sobre la rigidez dinámica:

La capacidad de amortiguación de un sistema mecánico específico está en función del coeficiente de elasticidad  $k$  de cada pieza que lo forma, de las masas de las piezas en vibración, y en especial, del diseño constructivo y los estados de operación del mismo.

Cuanto menor sea la amplitud de la vibración de resonancia, mayor será la rigidez dinámica del sistema.

La rigidez dinámica tiende a aumentar conforme aumenta el producto del coeficiente de elasticidad por la amortiguación.

Gran parte de los software de diseño mecánico utilizan la hipótesis del amortiguamiento proporcional (Rayleigh); la cual se base en la suposición de que es posible determinar experimentalmente las relaciones de amortiguamiento ( $\xi$ ) mediante las adecuadas excitaciones modales.

Ya que obtener la matriz de amortiguamiento  $[C_E]$  es difícil por su carácter experimental, se utiliza la suposición de un amortiguamiento de Rayleigh proporcional:

$$C_E = \alpha_R [M_E] + \beta_R [K_E]$$

$$m_r \ddot{\eta}_r + c_r \dot{\eta}_r + k_r \eta_r = \{\phi_r\}^T \{f\}$$

Donde:

$\alpha_R$  y  $\beta_R$  representan los coeficientes de Rayleigh.

Con dicha matriz  $[C_E]$  las condiciones de ortogonalidad se mantienen vigentes. Estos coeficientes se pueden determinar si se conocen las dos relaciones de amortiguamiento  $\xi_1$  y  $\xi_2$  reales que correspondan a dos frecuencias diferentes de vibración  $\omega_1$  y  $\omega_2$ . Conociendo  $\alpha_R$  y  $\beta_R$  se pueden hallar las relaciones de amortiguamiento  $\xi$  para cualquier valor de  $\omega$ ; y su expresión es:

$$\xi = \frac{\alpha_R}{2 \cdot \omega} + \frac{\beta_R \cdot \omega}{2}$$

Tabla 2.5 Parámetros Modales

Nº Modo	Frecuencia natural (Hz)	Masa (Kg.)	Amortiguamiento $\xi$ (%)	$\phi_{rx}$	$\phi_{ry}$	$\phi_{rz}$
1	61	1000	3,5	0,2	1	0,2
2	85	85	3	1	0,2	0,1
3	153	153	0,5	1	1	0

Reescalado de los modos:

$$\cos\alpha_r = \frac{\phi_{rx}}{\sqrt{\phi_{rx}^2 + \phi_{ry}^2 + \phi_{rz}^2}} = 0,192 \quad \cos\beta_r = \frac{\phi_{ry}}{\sqrt{\phi_{rx}^2 + \phi_{ry}^2 + \phi_{rz}^2}} = 0,962 \quad \cos\gamma_r = \frac{\phi_{rz}}{\sqrt{\phi_{rx}^2 + \phi_{ry}^2 + \phi_{rz}^2}} = 0,192$$

$$\cos\phi = \cos\alpha_r \cos\alpha_c + \cos\beta_r \cos\beta_c + \cos\gamma_r \cos\gamma_c$$

$$M_r = \frac{M_r}{\phi_{rx}^2 + \phi_{ry}^2 + \phi_{rz}^2}$$

Tabla 2.6 Rescalado de diferentes Modos

Nº Modo	Mr	cos $\phi_{rx}$	cos $\phi_{ry}$	cos $\phi_{rz}$
1	925,93	0,192	0,962	0,192
2	761,9	0,976	0,195	0,098
3	10	0,707	0,707	0

Durante el proceso de torneado las fuerzas de corte se calculan como:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} C_x \\ C_y \\ C_z \end{Bmatrix} A_c = \begin{Bmatrix} 1,1 \\ 0,35 \\ 1,6 \end{Bmatrix} 10^9 A_c = \Gamma \begin{Bmatrix} \cos\alpha_c \\ \cos\beta_c \\ \cos\gamma_c \end{Bmatrix} A_c$$

Los cosenos de corte y  $\Gamma$  resultan:

$$\cos\alpha_c = 0,558 \quad \cos\beta_c = 0,177 \quad \cos\gamma_c = 0,811$$

$$\Gamma = \sqrt{C_x^2 + C_y^2 + C_z^2} = 1,973 \cdot 10^9$$

Y el cos $\phi$  es

$$\cos\phi = \cos\alpha_r \cos\alpha_c + \cos\beta_r \cos\beta_c + \cos\gamma_r \cos\gamma_c :$$

Tabla 2.7 Coseno para diferentes números de Modo

Nº Modo	cos φ
1	0,433
2	0,659
3	0,520

### Combinación óptima de avance y profundidad corte:

Suponiendo una velocidad de pieza, existe un valor  $\mu_{cr}$  para el modo r:

$$K_{cr} = \mu_{cr} K = \mu_{cr} \omega_r^2 m_r$$

Teniendo en cuenta la expresión de Kcr:

$$\Gamma \cos \varphi_r (t_{0z} \cos \alpha_r + t_{0x} \cos \gamma_r) \leq \mu_{cr} \omega_r^2 m_r \rightarrow t_{0z} \cos \alpha_r + t_{0x} \cos \gamma_r \leq \frac{\mu_{cr} \omega_r^2 m_r}{\Gamma \cos \varphi_r}$$

La productividad es máxima si  $A_c = t_{0x} t_{0z}$  es máxima. Por lo tanto al despejar  $t_{0z}$  en la expresión del umbral de estabilidad:

$$t_{0z} \leq \frac{\mu_{cr} \omega_r^2 m_r}{\Gamma \cos \varphi_r \cos \alpha_r} - \frac{\cos \gamma_r}{\cos \alpha_r} t_{0x} \rightarrow A_c = \left( \frac{\mu_{cr} \omega_r^2 m_r}{\Gamma \cos \varphi_r \cos \alpha_r} - \frac{\cos \gamma_r}{\cos \alpha_r} t_{0x} \right) t_{0x}$$

Mediante la derivación se obtienen los máximos:

$$t_{0z} = \frac{\mu_{cr} \omega_r^2 m_r}{2\Gamma \cos \varphi_r \cos \alpha_r} \quad t_{0x} = \frac{\mu_{cr} \omega_r^2 m_r}{2\Gamma \cos \varphi_r \cos \gamma_r}$$

Finalmente para el umbral absoluto:

$$t_{0z} = \frac{2\xi_r(1+\xi_r)\omega_r^2 m_r}{2\Gamma \cos \varphi_r \cos \alpha_r} \quad t_{0x} = \frac{2\xi_r(1+\xi_r)\omega_r^2 m_r}{2\Gamma \cos \varphi_r \cos \gamma_r}$$

Tabla 2.8 Valores óptimos de avance y profundidad

Nº	$t_{0x}$ (mm.)	$t_{0z}$ (mm.)
Modo		
1	29,9	29,9
2	53,0	5,3
3	$\infty$	0,064

### 2.3.4 Método de elementos finitos:

El método de elementos finitos consiste en asumir que la estructura de la máquina y los elementos que forman la misma son conforman una estructura continua. Dicha estructura se encuentra sometida a desplazamientos ( $u_x, u_y, u_z$ ), deformaciones ( $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$ ) y esfuerzos ( $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ ).

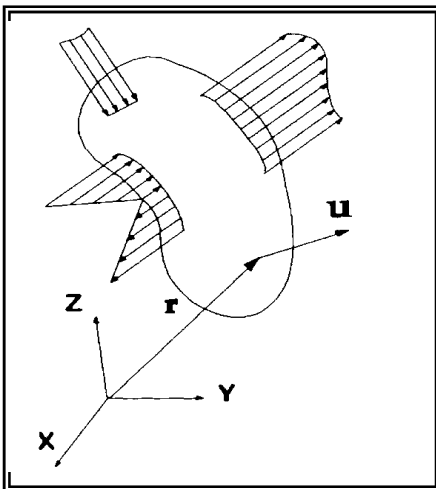


Figura 2.21 Comportamiento de un cuerpo en el espacio según método de elementos finitos

Al asumir que la estructura total es continua, ésta se puede dividir en pequeñas estructuras; a las cuales se les da una forma geométrica que facilite su análisis. A cada una de estas subestructuras se les llama elementos finitos. Así pues; se calculan los desplazamientos, las deformaciones y los esfuerzos para cada elemento finito y posteriormente se suman para obtener el gran total que afecta a la estructura como un todo.

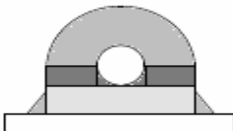


Figura 2.22 División de la estructura según método de elementos finitos

A los vértices de cada elemento finito se le llama nodos o puntos de articulación. Los nodos definen el límite o la frontera de elemento finito.

Para iniciar el análisis de los elementos finitos, se debe conocer como están siendo afectados los nodos y por ende la frontera. Esto implica que el método de elementos finitos se resume en un problema de borde; en el cual, se aproxima mediante una función de interpolación cómo se comporta el elemento finito. Lógicamente; como éste es un método aproximado, cuanto más cercano sea el modelo propuesto a la realidad; más certeros serán los resultados obtenidos.

El método de elementos finitos se aplica en la resolución de problemas complejos de estructuras o elementos continuos. Para ello se utiliza un procedimiento matemático que tiene como objetivo aproximar los resultados de los modelos que representan el comportamiento físico de la estructura en cuestión, la cual se somete a diferentes condiciones externas (esfuerzos - deformación, vibración, transferencia de calor, etc.).

Ya que el método de elementos finitos implica un proceso de aproximación y es bastante certero, éste método de análisis es utilizado en la mayoría de los software de diseño mecánico como MCAD, Autodesk Inventor, Mechanical Desktop, SPI, visual Nastran, Magma, EdgeCAM, athtrace, Venezuela; etc.

*Procedimiento para realizar el método de elementos finitos:*

1. **Pre - Proceso:** en esta etapa se considera la estructura y los elementos finitos de la misma como ideales. Se definen las características y propiedades de cada elemento finito (geometría, material, tratamientos térmicos, etc.); así como las condiciones periféricas (bordes, restricciones, carga). Esta etapa es la de mayor importancia porque se deben definir correctamente todos los nodos (deben ser los mismos). A esta rutina se le llama consistencia del modelo.
2. **Proceso:** en esta etapa se resuelven las ecuaciones y matrices que caracterizan al modelo en estudio.
3. **Post Proceso:** esta es la etapa final, en la cual, de acuerdo con los resultados obtenidos en la etapa anterior se elaboran los gráficos y tablas de resultados finales. A partir de éstas últimas se plantean las modificaciones y mejoras al diseño inicial.

Análisis estático por el método de elementos finitos para un torno CNC:

Para aplicaciones como máquinas herramienta se recomienda fabricar sus partes con un material suficientemente rígido, esto con el fin de evitar que los desplazamientos (producto de la acción de las vibraciones mecánicas, fuerzas dinámicas y estáticas), lleguen a sobrepasar los límites aceptables establecidos para máquinas herramientas.

Debido a que las deformaciones se presentan en función de las cargas, flexiones y vibraciones mecánicas se recomienda que para partes como las bancadas de

máquinas herramienta seña sometidas a un recocido para disminuir los esfuerzos residuales que éstas puedan tener.

El primer paso para realizar un análisis estático por el método de elemento finito es determinar la de rigidez estática, la cual se define a través del coeficiente de rigidez ( $k$ ). Para calcular  $k$  se proponen las siguientes ecuaciones:

De la física elemental:

$$k = \frac{F}{\delta}$$

Donde:

$F$  = es la fuerza total en dirección de deformación.

$\delta$  = es la deformación.

$k$  = es el coeficiente de rigidez.

De la mecánica de materiales:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L}$$

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = \frac{F}{A} \Rightarrow F = \frac{A \cdot E}{L} \cdot \delta = k \cdot \delta \Rightarrow$$

$$k = \frac{A \cdot E}{L}$$

Donde:

$\varepsilon$  = es la deformación unitaria.

$\sigma$  = es el esfuerzo normal.

$A$  = es área transversal.

$L$  = es la longitud de la pieza.

$E$  = es el módulo de rigidez del material.

Del análisis de vibraciones mecánicas:

$$k = m \cdot \omega^2$$

Donde:

**m** = es la masa de la pieza.

$\omega$  = es la velocidad angular de la pieza.

Una vez que el torno está trabajando se presentará una deformación estática total producto de las deformaciones de cada elemento finito de las piezas; como por ejemplo: entre herramienta y pieza, entre husillo y cabezal fijo, entre porta herramienta y carros auxiliares, entre carros auxiliares y bancada entre bancada y bases, finalmente entre bancada y cabezal móvil.

Es importante tener en cuenta que la deformación total de la máquina está en función de la rigidez estática de cada una de las partes que la forman y de la forma en que se ensamblaron las mismas.

Mediante la aplicación del método de análisis modal y el método de elementos finitos es posible diseñar y modelar un sistema mecánico completo para realizarle ensayos con diferentes tipos de cargas (dinámica o estática) y modificaciones de ser necesario. Sin embargo, recuerde que se necesita subdividir el sistema completo.

Uno de los parámetros más influyentes para realizar un análisis estático correctamente es el diámetro de las piezas. Por lo tanto, es indispensable realizar un análisis completo de deformación en los ejes x, y de forma tal que se consideren todos los casos extremos. Así pues, es obligatorio realizar los análisis de esfuerzos equivalentes (preferiblemente con base en la Teoría de la Máxima Energía de la Distorsión; Von Misses) para dichos diámetros.

### **Análisis dinámico por el método de elementos finitos:**

De acuerdo con estudios estadísticos realizados en tornos CNC sometidos a condiciones de retemblado; se espera que uno de los siguientes sistemas vibratorios sea el que realice vibraciones autoinducidas: eje principal - pieza o eje principal - pieza - cabezal móvil, pieza y herramienta.

La frecuencia natural de este tipo de vibración está en función de la distribución de la masa de la bancada y de la rigidez de las bases. Ya que los tornos CNC en su mayoría son similares, es de esperarse que las frecuencias naturales de las vibraciones autoinducidas sean parecidas (en cuanto a magnitud se refiere) para tornos diferentes. Nótese que un factor sumamente importante que afecta dichas frecuencias es la amortiguación (C); ya que ésta altera la rigidez dinámica.



Notas sobre la rigidez dinámica:

- La capacidad de amortiguación de un sistema mecánico específico está en función del coeficiente de elasticidad  $k$  de cada pieza que lo forma, de las masas de las piezas en vibración, y en especial, del diseño constructivo y los estados de operación del mismo.
- Cuanto menor sea la amplitud de la vibración de resonancia, mayor será la rigidez dinámica del sistema.
- La rigidez dinámica tiende a aumentar conforme aumenta el producto del coeficiente de elasticidad por la amortiguación.

Gran parte de los software de diseño mecánico utilizan la hipótesis del amortiguamiento proporcional (Rayleigh); la cual se base en la suposición de que es posible determinar experimentalmente las relaciones de amortiguamiento ( $\xi$ ) mediante las adecuadas excitaciones modales.

Ya que obtener la matriz de amortiguamiento  $[C_E]$  es difícil por su carácter experimental, se utiliza la suposición de un amortiguamiento de Rayleigh proporcional:

$$[C_E] = \alpha_R [M_E] + \beta_R [K_E]$$

$$m_r \ddot{\eta}_r + c_r \dot{\eta}_r + k_r \eta_r = \{\phi_r\}^T \{f\}$$

Donde:

$\alpha_R$  y  $\beta_R$  = representan los coeficientes de Rayleigh.

Con dicha matriz  $[C_E]$  las condiciones de ortogonalidad se mantienen vigentes. Estos coeficientes se pueden determinar si se conocen las dos relaciones de amortiguamiento  $\xi_1$  y  $\xi_2$  reales que correspondan a dos frecuencias diferentes de vibración  $\omega_1$  y  $\omega_2$ . Conociendo  $\alpha_R$  y  $\beta_R$  se pueden hallar las relaciones de amortiguamiento  $\xi$  para cualquier valor de  $\omega$ ; y su expresión es:

$$\xi = \frac{\alpha_R}{2 \cdot \omega} + \frac{\beta_R \cdot \omega}{2}$$

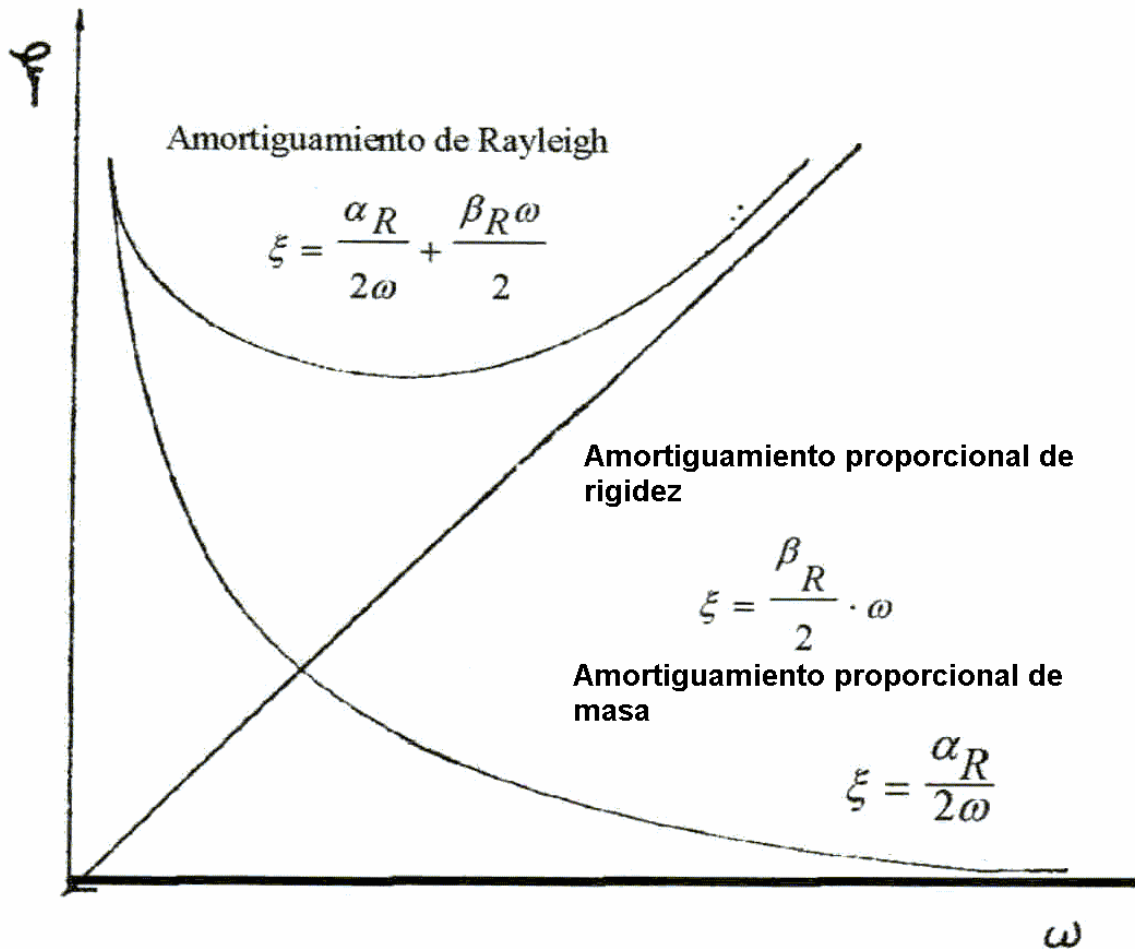


Figura 2.23 Se presenta el amortiguamiento proporcional de Rayleigh como la suma de los proporcionales de masa y rigidez

En la tabla 2.9, se presenta como referencia, los valores de la proporción de amortiguamiento crítico aceptados por la USNRC (United States Regulatory Comm.ission) para el diseño de estructuras.

Tabla 2.9. Valores de la proporción de amortiguamiento crítico aceptados por la USNRC (United States Regulatory Comm.ission) para el diseño de estructuras.

— Elementos de acero soldado .....	0,02 a 0,04
— Elementos de acero atornillado o remachado .....	0,04 a 0,07
— Elementos de hormigón pretensado .....	0,02 a 0,05
— Elementos de hormigón armado .....	0,04 a 0,07
— Elementos de fábrica o de ladrillo .....	0,15 a 0,40

## 2.1 Observaciones

Para poder explicar los objetivos alcanzados, es necesario señalar cuál ha sido la metodología de las pruebas hechas a todos los modelos y diseños propuestos. La idea general es observar como responden los modelos a la sollicitación dinámica.

- Todo estudio de Máquinas Herramientas se hace bajo el análisis de los esfuerzos y deformaciones, por efecto de la carga de trabajo o de las vibraciones por el mecanizado; para finalmente comprobar su rigidez. De estos resultados se tiene en general que todos los modelos han cumplido con la sollicitación estática y dinámica.
- Cuando se tienen los resultados de los análisis es necesario replantear la solución desde el punto de vista de la gama de velocidades de trabajo del antecedente, en base de las siguientes recomendaciones:
- En un diseño de máquinas herramientas todas las velocidades de trabajo deberán estar por debajo de la velocidad crítica o por encima de la misma. En este estudio todas las velocidades estarán por encima de la velocidad crítica. Las frecuencias de trabajo (velocidades) deberán estar alejadas de la frecuencia natural del sistema y en particular de la bancada en un 100 %.
- De todas estas recomendaciones se necesita redefinir la velocidad de trabajo más baja del sistema mecánico en cuestión.
- Las formas constructivas de los modelos influyen en gran medida ante la posibilidad de que aparezcan deformaciones debido a ciertos procesos como construcción por soldadura. Este aspecto es sumamente delicado.
- Es necesario analizar las deformaciones debido al proceso de fabricación del sistema mecánico, ya que dicho proceso cuando se realice dejará sobre su forma final una serie de esfuerzos residuales; los cuales pueden ser aliviados en alguna medida con un proceso térmico de recocido, (alivio de tensiones) pero finalmente presentarán deformaciones permanentes que influirán en las deformaciones finales del sistema mecánico (el valorar esta fuente de error podría dar lugar a otro estudio complementario).
- En la actualidad ya no es posible diseñar por los métodos tradicionales, (criterios estáticos, experiencias previas, y correcciones a ensayos costosos) por el contrario utilizar nuevas herramientas de cálculo y diseño, llevan a una optimización del producto a fabricar.

## **2.2 Sistemas de Control Numérico**

### **Automatización**

En la década de los 50's la mayor parte de las tareas de manufactura se realizaban con maquinaria convencional, tales como tornos, fresas, prensas etc.

Cada vez que se requería nuevos productos, y piezas complicadas era necesario invertir una gran cantidad de tiempo por parte de los operarios.

El factor humano también afectaba la calidad de los productos fabricados.

Por lo anterior se vio la necesidad de reducir el efecto del costo de la mano de obra sobre el producto.

También se analizó la necesidad de hacer que las operaciones de manufactura fueran más eficientes y flexible.

Automatización es el proceso de hacer que las máquinas sigan un orden predeterminado de operaciones con poca o ninguna mano de obra, utilizando equipo y dispositivos especializados que ejecutan y controlan los procesos.

La automatización es un concepto evolutivo, más que revolucionario.

Se ha implementado bien en las siguientes áreas:

Procesos de Manufactura. Operaciones de maquinado, extrusión en frío, colado y rectificado.

Manejo de materiales. Las piezas y materiales se transportan por la planta mediante equipo controlado por computadora, sin la intervención humana.

Inspección. Las piezas son inspeccionadas automáticamente para comprobar su calidad, precisión dimensional y acabado superficial, sea en el proceso de fabricación, o al final.

Ensamble. Las piezas individuales fabricadas se arman o ensamblan en forma automática para formar subensambles y por último, el producto.

Empaque. Los productos se empaacan automáticamente.

### **2.2.1 Control Numérico**

#### **2.2.1.1 Historia del Control Numérico**

El desarrollo de progreso tecnológico llevado a cabo por el hombre se puede seguir a través del uso de las diferentes herramientas y máquinas que éste ha utilizado a lo largo de su existencia en la faz de la tierra.

El invento de la rueda simplificó el transporte y, a partir de ella se desarrollaron los mecanismos básicos que han contribuido al confort y seguridad del hombre. Las ruedas dentadas condujeron a , los engranajes los cuales a su vez permitieron la

fabricación de maquinaria más avanzada, como la máquina de vapor de Watt y el torno para el tallado de roscas de Maudsley, máquinas que contribuyeron grandemente a la simplificación de los trabajos de la familia del hombre.

Los nuevos métodos de producción para que día a día se han ido desarrollando han aumentando los beneficios de los productores y el número de horas de trabajo de la jornada laboral ha ido disminuyendo. La fabricación en masa e intercambiable ha dado lugar a los artículos de consumo, antes lujosos y de poco uso común, salgan de la industria en grandes cantidades y al alcance de las clases medias. Así mismo las tareas más arduas y peligrosas antes ejecutadas por el hombre, han ido aligeradas y en muchos casos eliminadas gracias al uso cada vez mayor las máquinas de control numérico.

El CNC tuvo su origen a principios de los años cincuenta en el Instituto de Tecnología de Massachusetts (MIT), en donde se automatizó por primera vez una gran fresadora. En esta época las computadoras estaban en sus inicios y eran tan grandes que el espacio ocupado por la computadora era mayor que el de la máquina.

El control numérico (CN) puede definirse como “un dispositivo capaz de controlar el movimiento exacto de uno o varios órganos de la máquina herramienta de forma automática para partir de una serie de datos numéricos programados, que hacen funcionar controles y motores eléctricos de las máquinas herramientas para realizar diferentes funciones”. 5

El control numérico incrementa la productividad del maquinado, y ayuda a mantener los costos de producción. Los usuarios han comprobado que las máquinas herramientas con CN están diseñadas para períodos largos de producción continua, por lo que se requiere que dichas máquinas estén construidas de tal manera que mantengan su exactitud durante temporadas prolongadas. Se sabe que el desgaste es un problema asociado con todo dispositivo mecánico, y por lo tanto en una máquina herramienta afecta directamente la exactitud de a misma, por esta razón en la máquinas con control numérico se emplean varios tipos de cojines para movimiento lineal, los cuales aprovechan las ventajas de rodamiento de los baleros de las bolas en aplicaciones de movimiento lineal, con el fin de lograr desplazamiento casi libres de rozamiento.

"Control numérico computarizado".

En una máquina CNC, a diferencia de una máquina convencional o manual, una computadora controla la posición y velocidad de los motores que accionan los ejes de la máquina. Gracias a esto, puede hacer movimientos que no se pueden lograr manualmente como círculos, líneas diagonales y figuras complejas tridimensionales.

El término "control numérico".

---

5 Gutiérrez Uriel y José Castañeda " Módulo II, Control Numérico" , Subsecretaría de Educación e Investigación Tecnológicas, Dirección General de Educación Industrial, Centro Nacional de Actualización Docente, México-Japón, 2004.

Se debe a que las órdenes dadas a la máquina son indicadas mediante códigos numéricos. Por ejemplo, para indicarle a la máquina que mueva la herramienta describiendo un cuadrado de 10 mm., se le darían los siguientes códigos:

G90G71  
G00X0.0Y0.0  
G01X10.0  
G01Y10.0  
G01X0.0  
G01 Y0.0

### **Objetivos**

- Incrementar la producción.
- Reducir los costos de mano de obra.
- Hacer la producción más económica.
- Efectuar los trabajos que serían imposibles o imprácticos sin CN.
- Incrementar la exactitud en la producción en serie.

### **Ventajas.**

- Incremento de la productividad.
- Mayor seguridad con las máquinas – herramientas.
- Reducción del desperdicio.
- Menores posibilidades de error humano.
- Máxima exactitud e intercambiabilidad de las piezas.
- Mejor control de calidad.
- Menores costos de herramienta.
- Mínimo inventario de piezas de repuesto.
- Menos horas de trabajo para la inspección.
- Mayor utilización de las máquinas.
- Flexibilidad que acelera los cambios en el diseño.
- Perfeccionamiento en el control de la manufactura.

### **Desventajas**Costo elevado de inversión inicial.

- Incremento en mantenimiento eléctrico.
- Mayor costo por hora de operación.
- Reentrenamiento del personal.
- Mayor espacio de piso para la máquina y equipo.
- Aplicaciones.

- La tecnología de control numérico se puede aplicar en:
- Taladrado.
- Torneado.
- Fresado.
- Esmerilado
- Inspección.
- Etc.

### **2.2.1.2 ¿Qué es un centro de maquinado?**

Los centros de maquinado son máquinas-herramientas, los cuales pueden realizar fresado, taladrado y mandrilado en operaciones continuas sin parar la máquina para cambiar las herramientas, ya que se realiza automáticamente.

Una sola unidad de máquina-herramienta como un centro de maquinado puede realizar varios tipos de operaciones, bajo el nuevo concepto de maquinado, en el cual las máquinas convencionales nunca lo podrían hacer.

Clasificación de los sistemas de control numérico.

Se dividen fundamentalmente en:

- Equipos de control numérico de posicionamiento o punto a punto.
- Equipos de control numérico de contorno.
- Equipos de control numérico de posicionamiento o punto a punto.

En un sistema punto a punto, el control determina, a partir de la información suministrada por el programa y antes de iniciarse el movimiento, el camino total a recorrer. Posteriormente se realiza dicho posicionamiento, sin importar en absoluto la trayectoria recorrida, puesto que lo único que importa es alcanzar con precisión y rapidez el punto en cuestión.

### **2.2.1.3 Equipos de control numérico de contorno.**

Los equipos que permiten generar curvas reciben el nombre de equipos de contorno. Los sistemas de contorno gobiernan no sólo la posición final sino también el movimiento en cada instante de los ejes en los cuales se realiza la interpolación. En estos equipos deberá existir una sincronización perfecta entre los distintos ejes, controlándose, por tanto, la trayectoria real que debe seguir la herramienta.

Con estos sistemas se pueden generar recorridos tales como rectas con cualquier pendiente, arcos de circunferencia, cónicas o cualquier otra curva definible matemáticamente. Estos sistemas se utilizan, sobre todo, en fresados complejos, torneados, etc.

Arquitectura general de un Control Numérico.

Podemos distinguir cuatro subconjuntos funcionales:

- Unidad de entrada – salida de datos.
- Unidad de memoria interna e interpretación de órdenes.
- Unidad de cálculo.
- Unidad de enlace con la máquina herramienta y servomecanismos.

### **Unidad de entrada – salida de datos**

La unidad entrada de datos sirve para introducir los programas de mecanizado en el equipo de control numérico, utilizando un lenguaje inteligible para éste. **Unidad de memoria interna e interpretación de órdenes.** Tanto en los equipos de programación manual como en los de programación mixta (cinta perforada o cassette y teclado), la unidad de memoria interna almacenaba no sólo el programa sino también los datos máquina y las compensaciones (aceleración y desaceleración, compensaciones y correcciones de la herramienta, etc.). Son los llamados datos de puesta en operación. Una vez almacenado el programa en memoria, inicia su lectura para su posterior ejecución.

Los bloques se van leyendo secuencialmente. En ellos se encuentra toda la información necesaria para la ejecución de una operación de mecanizado. **Unidad de cálculo**

Una vez interpretado un bloque de información, esta unidad se encarga de crear el conjunto de órdenes que serán utilizadas para gobernar la máquina herramienta.

Como ya se dijo, este bloque de información suministra la información necesaria para la ejecución de una operación de mecanizado. Por lo tanto, una vez el programa en memoria, se inicia su ejecución. El control lee un número de bloques necesario para la realización de un ciclo de trabajo.

### **2.2.2 Servomecanismos**

La función principal de un control numérico es gobernar los motores (servomotores) de una máquina herramienta, los cuales provocan un desplazamiento relativo entre el útil y la pieza situada sobre la mesa. Si consideramos un desplazamiento en el plano, será necesario accionar dos motores, en el espacio, tres motores, y así sucesivamente.

### **2.2.3 Programación en el control numérico:**

Se pueden utilizar dos métodos: Programación Manual y programación automática:

#### **Programación Manual:**

En este caso, el programa pieza se escribe únicamente por medio de razonamientos y cálculos que realiza un operario.



### **Programación Automática:**

En este caso, los cálculos los realiza un computador, que suministra en su salida el programa de la pieza en lenguaje máquina. Por esta razón recibe el nombre de programación asistida por computador.

Al conjunto de datos que pertenecen a una misma fase del mecanizado se le llama bloque o secuencia, que se numeran para facilitar su búsqueda.

El programa debe contener todas las instrucciones necesarias para el proceso de mecanizado.

#### **2.2.4 Estándares utilizados en los sistemas de Control Numérico.**

A pesar de que las máquinas de control numérico son utilizadas alrededor del mundo, existen variaciones aún entre las fabricadas por el mismo fabricante, y esto es debido a los diferentes estándares que se utilizan, entre los que se encuentran:<sup>1</sup>

ISO 6983 (International Standardization Organization).

EIA RS274 (Electronic Industries Association).

Estándar EIA-267-C

Estos estándares son mundiales.

#### **2.2.5 Movimientos y ejes de control de la máquina.**

Los centros de maquinado se pueden clasificar en verticales y horizontales, y por la estructura de sus ejes.

Los ejes son fundamentalmente X, Y y Z. Estos tres ejes son básicamente estructurados en el sistema de coordenadas rectangulares de la mano derecha.

Sistema incremental y sistema absoluto.

Existen dos maneras para dar comandos de movimiento para cada eje X, Y y Z, y son el incremental y el absoluto.

##### **2.2.5.1 Sistema Incremental**

Este comanda la secuencia de la herramienta desde su posición inicial a su posición final y la dirección de su movimiento, con un “+” para dirección positiva y “-“ para dirección negativa.

---

<sup>1</sup> Control Numérico por Computadora (CNC) Ing. Ricardo Jiménez

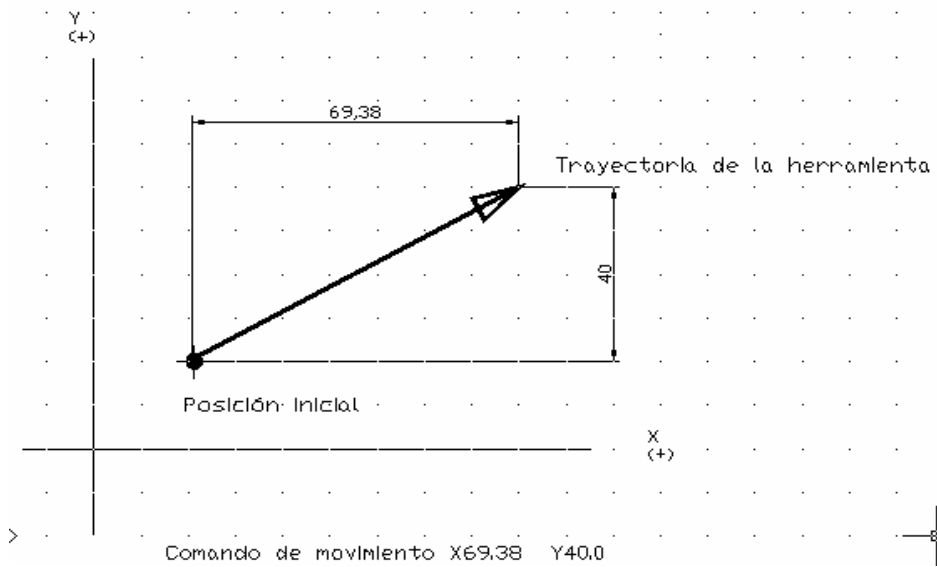


Figura 2.24 Sistema incremental

### 2.2.5.2 Sistema Absoluto

Este sistema comanda las coordenadas de la posición final en el sistema de coordenadas previamente establecido.

En que sistema se va a trabajar depende de la forma que tenga la pieza de trabajo y la habilidad del programador.

Si se pudiera preferir uno el sistema absoluto es mas conveniente porque mantiene siempre un mismo punto de origen.

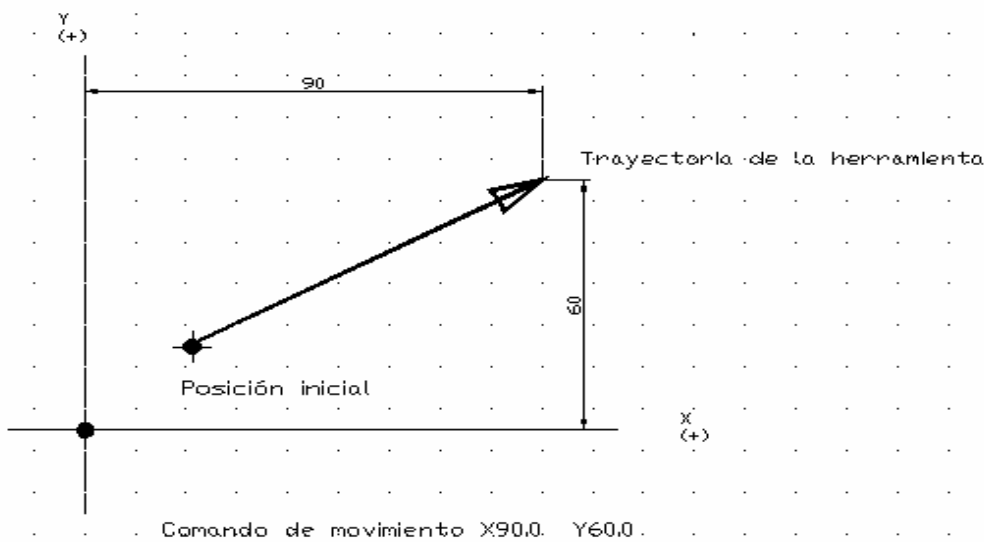


Figura 2.25. Sistema Absoluto

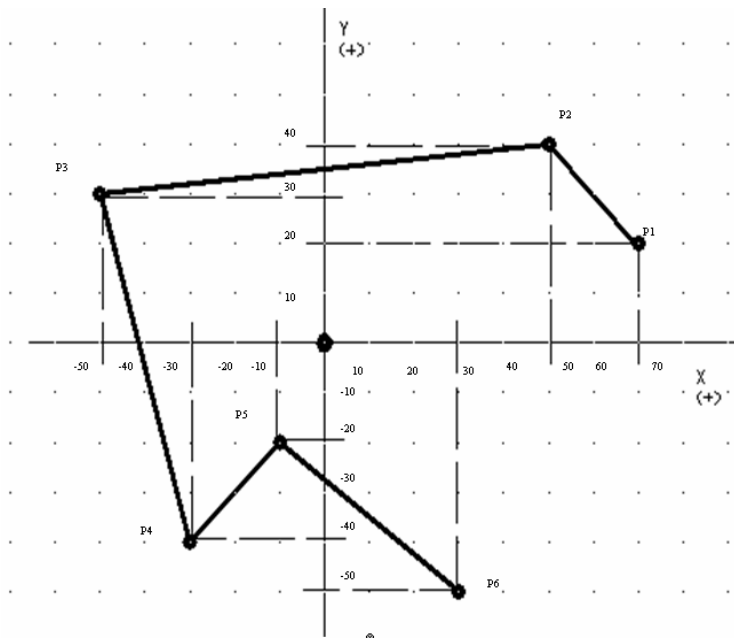


Tabla 2.9 Programa de ejemplo

	Comando Incremental (G91)	Comando Absoluto(G90)
(P1-P2)	X-20.0 Y20.0	X50.0 Y40.0
(P2-P3)	X-100.0 Y-10.0	X-50.0 Y30.0
(P3-P4)	X20.0 Y-70.0	X-30.0 Y-40.0
(P4-P5)	X20.0 Y20.0	X-10.0 Y-20.0
(P5-P6)	X40.0 Y-30.0	X30.0 Y-50.0

Figura 2.26 Ejemplo de sistema incremental y absoluto.

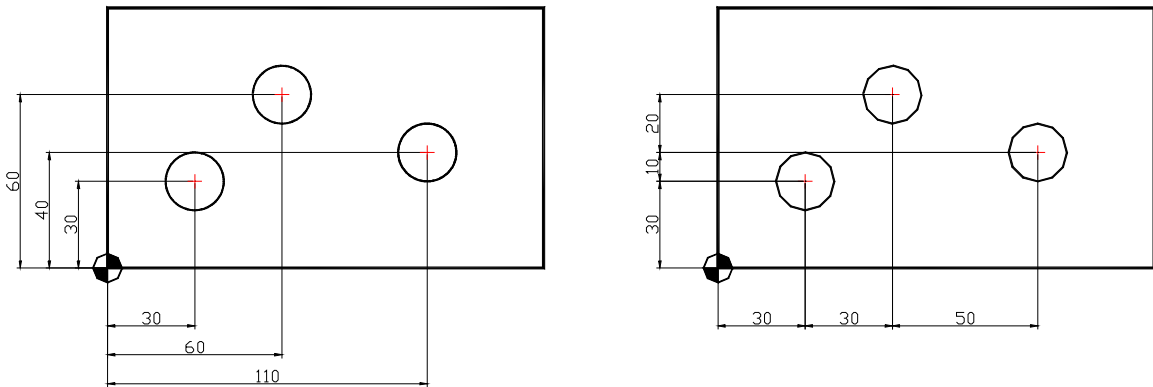


Figura 2.27. Forma de colocar las dimensiones en los dos sistemas de coordenadas.

## 2.2.6 Sistema de coordenadas de la máquina y de trabajo.

En los centros de maquinado se debe hacer la diferencia entre el sistema de coordenadas de la máquina y el de trabajo.

### 2.2.6.1 Sistema de coordenadas de la máquina.

La posición propia del centro de maquinado es llamado Origen de la máquina o punto de referencia de la máquina.

Las posiciones de los puntos de referencia de la máquina dependen del tipo de centro de maquinado.

Cuando se tiene uno del tipo vertical el punto de referencia de la máquina es colocado al final de la carrera de los ejes X, Y, y Z,. Cuando se tiene uno del tipo horizontal, el punto de referencia de la máquina del eje X es a menudo colocado al centro de la carrera de la máquina (o sea, en el centro de la mesa).

Resumiendo, el sistema de coordenadas de la máquina se obtiene automáticamente cuando ésta regresa a su origen.

El origen se usa como una referencia para establecer el sistema de coordenadas de trabajo y como un sistema de coordenadas para ubicar la posición propia de la máquina, que nos permita hacer operaciones mecánicas, tales como el cambio automático de las herramientas.

### 2.2.6.2 Sistema de coordenadas de trabajo

Este sistema de coordenadas es el que se establece utilizando un punto cualquiera dentro del sistema de coordenadas de la máquina como origen, como ejemplo puede ser un punto de referencia de la pieza.

La distancia desde el punto de referencia de la máquina, hasta el punto de referencia de la pieza a maquinarse, es la cantidad de compensación del sistema de coordenadas de trabajo, este valor debe introducirse en el dispositivo de control numérico antes del maquinado. Se puede establecer hasta un máximo de seis sistemas de coordenadas diferentes

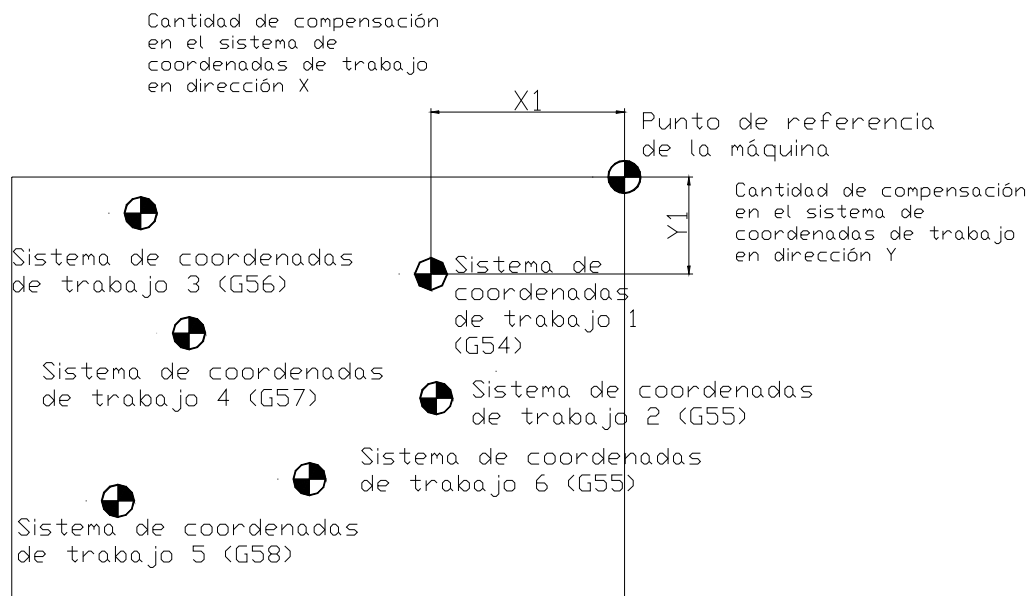


Figura 2.28. Sistema de coordenadas de trabajo.

El sistema de coordenadas múltiple es utilizado cuando se requiere maquinarse varias piezas con un mismo programa, esto se obtiene colocando un sistema de coordenadas o punto de referencia para cada pieza.

La cantidad de compensación sobre el eje Z en el sistema de coordenadas de trabajo, se obtiene utilizando el final de la cara del husillo principal como superficie de referencia, cuando éste regresa al origen. Aunque las distancias entre los extremos de la herramienta y la pieza de trabajo, difieren con los tamaños de las herramientas que se utilizan en cada caso, estas no influyen en el establecimiento

del sistema de coordenadas de trabajo, puesto que la longitud de la herramienta es compensada automáticamente por la función de compensación de longitud.

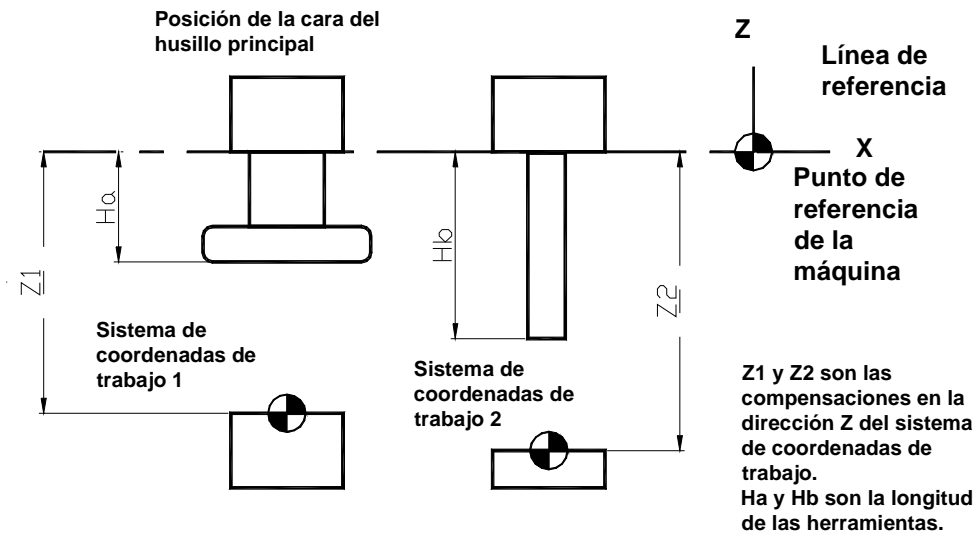


Figura 2.29. Representación de la compensación en la dirección Z del sistema de coordenadas de trabajo.

## 2.2.7 Configuración del programa

Los programas están compuestos por formatos de bloques variables, dichos bloques están constituidos de palabras directrices. Una palabra está compuesta de una dirección y un dato, y el bloque está compuesto de una o varias palabras.

Un programa está compuesto por el agrupamiento de estos bloques en turno. Como se mencionó anteriormente el formato de las especificaciones difiere con los tipos de máquinas y unidades de CN.

## 2.2.8 Clases y semántica de las direcciones

Las clases y semántica de las direcciones difieren con los tipos de máquinas y unidades de CN. En la tabla 6 se muestran las diferentes clases y semánticas utilizadas

**Tabla 2.10. Clases de semántica de las direcciones**

Función	Dirección	Semántica
Número de programa	O	Comando del número de programa.
Número de secuencia	N	Comando del número de secuencia.
Función preparatoria	G	Comando del número de operación (línea recta, arco, etc.)
Dimensión de a palabra	X,Y,Z	Comandos del movimiento para los ejes de coordenadas.
	A,B,C	Comandos de movimiento para los ejes adicionales.
	R	Comandos de radio de arcos.
	I,J,K	Comando de las coordenadas del centro de un arco circular.
Función de alimentación	F	Comando de alimentación de velocidad.
Función de velocidad del husillo	S	Comando de velocidad de rotación del husillo principal.
Función de la herramienta	T	Comando del número de la herramienta.
Funciones Misceláneas	M	Comando de Control de ON/OFF en el lado de la máquina.

### **Número del programa.**

El número de programa es para identificar los programas que están registrados en la unidad de CN. Este número se escribe con 4 dígitos o menos (1- 9999 excluyendo el cero), anteponiéndole la dirección "O" en el encabezado del programa.

### **Número de secuencia.**

El número de secuencia es para clasificar y distinguir los bloques en el programa. Este comando mediante valores numéricos con cinco dígitos o menos (1- 99999 excluyendo al cero), y se escribe en a dirección "N" al inicio del programa.

### **Función preparatoria.**

Esta función preparatoria es comandada por valores numéricos de dos dígitos o menos (00 – 99) para dar la siguiente semántica al bloque, por ejemplo: comandos de operación, tales como movimiento rápido, corte recto y corte de arco circular; selección de los planos XY, XZ y ZY; establecimiento de la compensación del diámetro y longitud de la herramienta, selección del sistema de coordenadas de trabajo, y selección de los ciclos de trabajo.

### **Dimensión de la palabra.**

La dimensión de la palabra (es también llamada palabra coordenada) es para introducir la distancia del movimiento y las coordenadas. Las herramientas pueden ser trasladadas a posiciones determinadas por los valores del comando (0 - ± 99999.99 mm..)6 siguiendo las direcciones X, Y, Z. La dirección "R" comando del radio de un arco circular en una interpolación circular. La dirección "I, J, K" son los comandos para establecer las coordenadas del centro de un arco circular.

### **Función de alimentación.**

La función de alimentación es para fijar la velocidad de alimentación cuando se corta una pieza de trabajo, y el valor de la velocidad se escribe enseguida de la letra "F".

### **Función de velocidad del husillo.**

---

6 Gutiérrez Uriel y José Castañeda " Módulo II, Control Numérico" , Subsecretaría de Educación e Investigación Tecnológicas, Dirección General de Educación Industrial, Centro Nacional de Actualización Docente, México-Japón, 2004.



La función de velocidad del husillo, es para ajustar la velocidad de rotación del husillo principal y comanda directamente la velocidad de rotación (10-3500 r.p.m.), que se escribe seguidamente de a la letra "S".

### **Función de la herramienta**

La función de la herramienta, es para comandar el llamando y el número de la herramienta que se va a utilizar (01 – 99, y 00 es para la cancelación de la función de la herramienta.). El número de la herramienta se escribe a continuación de la dirección "T".

### **La función miscelánea.**

La función miscelánea comanda el control de encendido/apagado (ON/OFF) de algunas funciones de la máquina, tales como arranque del husillo principal, normal, reversa y el ON/OFF del refrigerante del aceite. Esta función es comandada con dos dígitos o menos (00-99) que se escriben enseguida de la dirección "M".

### **Número de Programa y de secuencia.**

#### **Número de Programa**

El número de programa es comandado en el encabezado del programa para que quede registrado en la unidad de CN, y pueda ser fácilmente identificado.

El número de programa es comandado con un valor numérico de 4 dígitos o menos, siguiendo a dirección "O" en un bloque único (el cero no puede ser usado), seguido al comando del número del programa, se puede escribir entre paréntesis el nombre del programa como se ve a continuación.

O .....( ΔΔΔ.....Δ);



Número del programa

Cuando el número de programa no es comandado, se utiliza el primer número de secuencia como número de programa. Un programa inicia con el número de programa y finaliza al comandar el final de éste ( M02 ó M03).

#### **Número de secuencia**

El número de secuencia es comandado al inicio de un bloque de operaciones que determinan un proceso, para clasificar o identificar dicho proceso. Este número es comandado con un valor numérico de 5 dígitos o menos siguiendo la dirección de "N" (el cero no puede ser usado).

El número de secuencia puede ser comandado solamente para un bloque en particular, sin embargo también puede ser indicado en cada bloque; este número puede no estar en orden (referirse al ejemplo de programa), en general, el número

de secuencia es comandado con un número consecutivo de acuerdo a la secuencia del proceso.

Al igual que el número de programa, también es posible comandar el nombre del proceso en paréntesis enseguida del número de secuencia.

### **2.2.9 Como Programar un CNC.**

El programa para una máquina de control numérico es una lista de instrucciones que permite maquinar una pieza, estas instrucciones serán ejecutadas por la máquina CNC, estas instrucciones también son denominadas como códigos de control numérico, esta lista de instrucciones debe contener toda la información que requiere la máquina para fabricar una pieza.

El comienzo del control numérico ha estado caracterizado por un desarrollo anárquico de los códigos de programación. Cada constructor utilizaba el suyo particular.

Posteriormente, se vio la necesidad de normalizar los códigos de programación como condición indispensable para que un mismo programa pudiera servir para diversas máquinas con tal de que fuesen del mismo tipo.

Los caracteres más usados comúnmente, regidos bajo la norma DIN 66024 y 66025 son, entre otros, los siguientes:

#### **2.2.9.1 Códigos N**

N es la dirección correspondiente al número de bloque o secuencia. Esta dirección va seguida normalmente de un número de tres o cuatro cifras. En el caso del formato N03, el número máximo de bloques que pueden programarse es 1000 (N000 a N999).

#### **2.2.9.2 Direcciones X, Y, Z**

X, Y, Z son las direcciones correspondientes a las cotas según los ejes X, Y, Z de la máquina herramienta. Dichas cotas se pueden programar en forma absoluta o relativa, es decir, con respecto al cero pieza o con respecto a la última cota respectivamente.

#### **2.2.9.3 Códigos G**

G es la dirección correspondiente a las funciones preparatorias. Se utilizan para informar al control de las características de las funciones de mecanizado, como por ejemplo, forma de la trayectoria, tipo de corrección de herramienta, parada temporizada, ciclos automáticos, programación absoluta y relativa, etc. La función

G va seguida de un número de dos cifras que permite programar hasta 100 funciones preparatorias diferentes.

Las funciones G se describen seguidamente:

#### Grupo 1

G00 posicionamiento de la herramienta. Se genera cuando existe un movimiento rápido de la herramienta.

G01 interpolación lineal. Es una función que da a la herramienta una alineación de corte de la posición actual a la posición comandada a lo largo de una línea recta. El comando de la interpolación lineal comanda el movimiento de cada eje en la dirección "x, y, z" enseguida de un G01, y la velocidad de avance mediante la dirección "F".

G02 interpolación circular. Corte circular a favor de las manecillas del reloj.

G03 interpolación circular. Corte circular en dirección contraria a las manecillas del reloj. La interpolación circular se ejecuta en un plano establecido, por lo tanto, cuando es seleccionado el plano G17 (plano XY) e "I J". Para G18 (plano ZX), el valor del comando se da por la dirección "X,Z" e "I,K", y para G19 (plano YZ), este valor está dado por la dirección "Y,Z" e "J,K".

Para ubicar el centro del arco en la interpolación circular, hay dos métodos de comando: uno de ellos es aquel que comanda la distancia del punto inicial del arco a su centro mediante la dirección "I, J, K", y el otro que comanda el radio del arco circular por la dirección "R"

#### Grupo 00

G 28 El retorno de la herramienta desde su posición actual hasta el punto de referencia de la máquina es llamado retorno al origen. La función que puede comandar este retorno al origen es un programa del comando G28. Cuando el bloque G28 es ejecutado, la herramienta retorna desde su posición actual hasta el punto de referencia de la máquina a través del punto intermedio con movimiento rápido.

El punto de referencia de la máquina es la posición propia de la máquina. Generalmente en cambio de herramienta se hace en esta posición, por lo tanto, es necesario comandar el retorno al origen de la herramienta antes de que sea comandado el cambio de esta.

#### Grupo 07

G40, G41 y G42 Compensación del diámetro de la herramienta. Cuando es ejecutado el maquinado de un contorno en una pieza de trabajo, la ruta de la herramienta debe ser tal que dicha herramienta sea compensada por la longitud de su radio. La función que logra esta compensación automáticamente es llamada compensación del diámetro de la herramienta. La compensación de la herramienta se hace durante el movimiento de la herramienta, en donde dicho

movimiento puede ser ejecutado mediante el comando de posicionamiento (G00) o por el de interpolación lineal (G01). La compensación de la herramienta no puede hacerse cuando se comanda la interpolación circular.

La compensación G41 y G42 es cancelada (liberada) por el comando G40.

Grupo 03

G90 y G91 Sistema incremental y sistema absoluto. Existen dos métodos para dar comandos de movimiento para cada eje de X, Y y Z, estos son el sistema incremental y el sistema absoluto.

Sistema Incremental. Este sistema comanda la secuencia de la herramienta desde su posición inicial a su posición final y la dirección de su movimiento. La dirección del movimiento se representa por la función preparatoria G91.

Sistema Absoluto. Comanda el valor de las coordenadas del punto final en el sistema de coordenada establecido.

#### **2.2.9.4 Códigos M**

M es la dirección correspondiente a las funciones auxiliares o complementarias. Se usan para indicar a la máquina herramienta que se deben realizar operaciones tales como: parada programada, dirección de rotación del husillo, si hay cambio de herramienta, si se utiliza refrigerante, etc. La dirección M va seguida de un número de dos cifras que permite programar hasta 100 funciones auxiliares diferentes.

. Las funciones M pueden ser clasificadas de acuerdo a sus operaciones, dentro de los siguientes dos tipos:

La función M, comienza a trabajar simultáneamente con el movimiento de los ejes, indicado en el bloque. Por ejemplo el M03 el husillo principal empieza a girar en dirección de las manecillas del reloj, simultáneamente con el movimiento de los ejes.

función M, comienza a trabajar después de que el movimiento de los ejes comandado en el bloque es completado. Ejemplo, M05, la rotación del husillo se detiene después termina el movimiento de los ejes.

Las funciones M se describen seguidamente:

M00 Paro de máquina. Detiene la ejecución del programa temporalmente. Cuando el bloque M00 es ejecutado, la rotación del husillo principal es detenida. El refrigerante es anulado y la lectura del programa es detenida. El reinicio puede darse con el interruptor de inicio.

M01 Paro opcional. Al igual que M00, esta función también detiene temporalmente la ejecución del programa cuando el interruptor de paro opcional es activado (ON) sobre el panel de control de la máquina. Este ignora M01 cuando el interruptor de paro opcional está desactivado (OFF).

M02 fin del programa Muestra la finalización del programa. Todas las operaciones se detienen y la unidad de CN es puesta en condición de reset.

M30 Fin de programa Muestra el final del programa un M02. Cuando M30 es ejecutado, la operación automática es detenida y el programa es retornado al comienzo del programa.

M03 Rotación del husillo principal en la dirección hacia delante. Inicia la rotación principal en dirección hacia delante (rotación en el sentido de las manecillas del reloj).

M04 Rotación del husillo principal en la dirección contraria. Inicia la rotación del husillo principal en dirección contraria (sentido contrario a las manecillas del reloj).

M05 Paro del husillo principal. Detiene la rotación del husillo principal.

M06 Cambio de herramienta. Cambia automáticamente la herramienta del husillo principal por otra localizada en posición de cambiador.

M08 Activación del refrigerante. Descarga el refrigerante

M09 Desactivación del refrigerante. Detiene la descarga del refrigerante.

F indica la velocidad de avance. Va seguida de un número de cuatro cifras que indica la velocidad de avance en mm../min.

I, J, K son direcciones utilizadas para programar arcos de circunferencia. Cuando la interpolación se realiza en el plano X-Y, se utilizan las direcciones I y J. Análogamente, en el plano X-Z, se utilizan las direcciones I y K, y en el plano Y-Z, las direcciones J y K.

T indica el número de herramienta utilizado según la programación previa. Va seguido de un número de cuatro cifras en el cual los dos primeros indican el número de herramienta y los dos últimos el número de corrección de las mismas.

Hay que tener en cuenta que los códigos pueden variar según el fabricante, a continuación se muestra una estructura utilizada por una marca específica.

## **2.3 Tornos.**

### **2.3.1 Tornos Convencionales**

Cuando se habla de máquinas herramientas no se puede dejar de hablar del torno, que es sin duda la máquina más antigua del mundo.

El torno está compuesto por las siguientes partes:

- Bancada.
- Carro.
- Cabezal.
- Contrapunta.

A su vez existen varios tipos de tornos como los horizontales, verticales, mecánicos y automáticos.

Cuando se desea comprar un torno hay que tener en cuenta el tamaño de las piezas a mecanizar, lo cual dará el volteo del torno, además de la longitud máxima.

En la actualidad hay otros factores a tener en cuenta a la hora de adquirir un torno, como lo son la velocidad, la rigidez y la resistencia mecánica para mecanizar materiales fuertes de mecanizar, las cuales requerirán herramientas con tratamientos que les permitirán realizar el trabajo en una forma eficiente.

Las velocidades óptimas para torneear van a depender de factores tales como el material de la pieza de trabajo y su condición, profundidad de corte. y el tipo de herramienta de corte.

## 3 CAPITULO 3 Muestra de cálculos mecánicos

---

### 3.1 Cálculos de los diferentes elementos del torno CNC

#### Prueba A.

Esta prueba consistió en tomar el eje principal diseñado de acero AISI 1020 de aproximadamente 0.191567 Kg. y someterlo a una carga a tensión de 1000N.

Cuando se realizaron los estudios de esfuerzo se determinó según el software de inventor que el esfuerzo normal calculado fue de  $\sigma_T = 30.67 MPa$ .

Según el estudio que se le realizó se consideró que uno de los métodos más adecuados para determinar el máximo esfuerzo que puede soportar el eje es por medio del método de Von Mises, y según los cálculos se obtuvo el siguiente resultado:

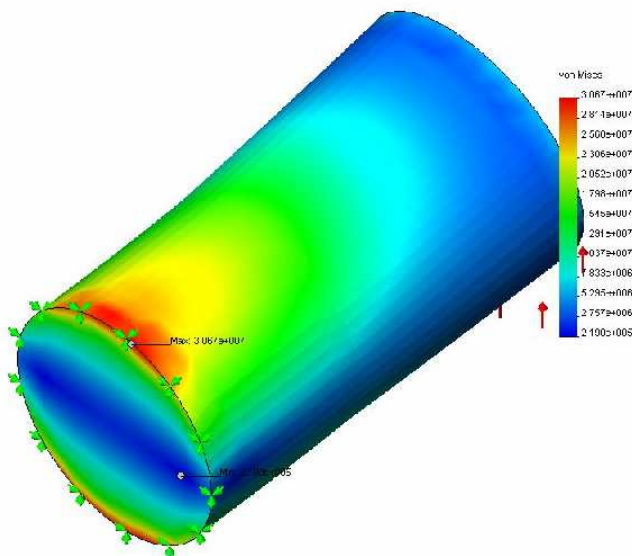


Figura 3.1. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el eje por carga a fatiga

#### Explicación de los cálculos:

Se calcula el momento máximo, multiplicando la fuerza aplicada por el brazo de palanca.

Seguido de esto se procede a calcular el esfuerzo normal, por medio de la ecuación  $\sigma_{Nom} = \frac{32M}{\pi d^3}$  (tomadas del libro Robert C. Juvinall, capítulo 4, factores de concentradores de esfuerzo, pág. 127, figura 4.35)

$$M = 1kN * 28mm = 28Nm$$

$$\sigma_{Nom} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 * 28Nm}{\pi (0.025m)^3}$$

$$\sigma_{Nom} = 18.25MPa$$

Se procede a calcular esfuerzos el concentrador de esfuerzos por medio de las siguientes tablas (tomadas del libro Robert C. Juvinall, capítulo 4, factores de concentradores de esfuerzo, pág. 127, figura 4.35)

Según el plano eje principal del shock, el radio para el concentrador de esfuerzos se de  $r = 4mm$ .

El cálculo que se presenta a continuación se considera como un sistema de esfuerzo por carga estática.

**Donde:**

$$\frac{r}{d} = 0.16$$
$$\frac{D}{d} = 1.32$$
$$\Rightarrow K_T = 1.6$$

$$q = 0.85 \Rightarrow k_f = 1 + (1.6 - 1) * (0.85) = 1.52$$

$$\sigma = \sigma_{nom} * k_f = 18.25MPa * 1.52$$

$$\sigma = 27.74MPa$$

$$\% Error = \frac{-27.74 + 30.675}{30.675} * 100$$

$$\% Error = 9.57\%$$



## Prueba B.

Esta prueba consistió en tomar el eje principal diseñado de acero AISI 1020 de aproximadamente 0.191567 Kg. y someterlo a una carga a tensión de 500N.

Cuando se realizaron los estudios de esfuerzo se determinó según el software Cosmos Design Star que el esfuerzo normal calculado fue de  $\sigma_r = 15.337MPa$

Similar al anterior este cálculo de esfuerzo normal se realizó según la teoría de von Mises:

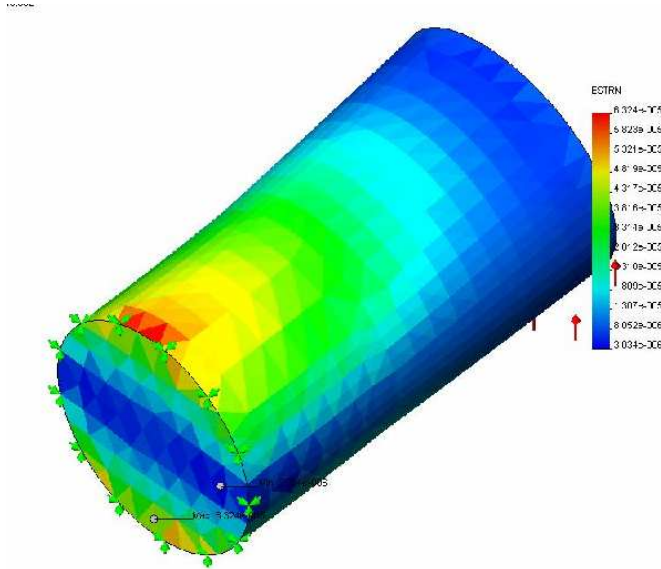


Figura 3.2. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el eje por carga a fatiga

### Explicación de los cálculos:

Se calcula el momento máximo, multiplicando la fuerza aplicada por el brazo de palanca.

Seguido de esto se procede a calcular el esfuerzo normal, por medio de la ecuación  $\sigma_{Nom} = \frac{32M}{\pi d^3}$  (tomadas del libro Robert C. Juvinall, capítulo 4, factores de concentradores de esfuerzo, pág. 127, figura 4.35)

$$M = 0.5KN * 28mm = 14Nm$$

$$\sigma_{nom} = \frac{32M}{\pi d^3} = 9.13MPa$$

Se procede a calcular esfuerzos el concentrador de esfuerzos por medio de las siguientes tablas. (tomadas del libro Robert C. Juvinall, capítulo 4, factores de concentradores de esfuerzo, pág. 127, figura 4.35)

Según el plano eje principal del shock, el radio para el concentrador de esfuerzos se de  $r= 4\text{mm}$ .

El cálculo que se presenta a continuación se considera como un sistema de esfuerzo por carga estática.

**Donde:**

$$\frac{r}{d} = 0.16$$
$$\frac{D}{d} = 1.32$$
$$\Rightarrow K_T = 1.6$$

$$q = 0.85 \Rightarrow k_f = 1 + (1.6 - 1) * (0.85) = 1.52$$

$$\sigma = \sigma_{nom} * k_f = 9.13\text{MPa} * 1.52$$

$$\sigma = 13.87\text{MPa}$$

$$\% \text{Error} = \frac{-13.87 + 15.337}{15.337} * 100$$

$$\% \text{Error} = 9.51\%$$

### **Prueba C.**

Esta prueba consistió en tomar el eje principal diseñado de acero AISI 1020 de aproximadamente 0.191567 Kg. y someterlo a una carga a tensión de 500N y a su vez a un momento de 10 N.m

Cuando se realizaron los estudios de esfuerzo se determino según el software de inventor que el esfuerzo normal calculado fue de  $\sigma_{et} = 16.269\text{MPa}$

Similar al anterior este cálculo de esfuerzo normal se realizo según la teoría de von Mises:

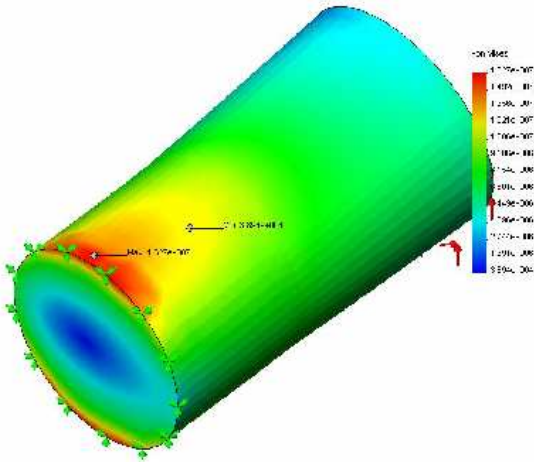


Figura 3.3. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el eje

### Explicación de los cálculos:

Se procede a calcular el esfuerzo normal, por medio de la ecuación  $\tau_{Nom} = \frac{16T}{\pi d^3}$  (tomadas del libro Robert C. Juvinall, capítulo 4, factores de concentradores de esfuerzo, pág. 127, figura 4.35)

$$\tau_{Nom} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16(10Nm)}{\pi(0.025m)^3}$$

$$\tau_{Nom} = 3.26MPa$$

Se procede a calcular esfuerzos el concentrador de esfuerzos por medio de las siguientes tablas. (tomadas del libro Robert C. Juvinall, capítulo 4, factores de concentradores de esfuerzo, pág. 127, figura 4.35)

Según el plano eje principal del shock, el radio para el concentrador de esfuerzos se de  $r = 4mm$ .

Figura 4.35c

El cálculo que se presenta a continuación se considera como un sistema de esfuerzo por carga estática.

**Donde:**

$$\frac{r}{d} = 0.16 \Rightarrow K_T = 1.33$$

$$\frac{D}{d} = 1.32$$

$$q = 0.85 \Rightarrow k_{fs} = 1 + (1.33 - 1) * (0.85) = 1.29$$

$$\tau = \tau_{Nom} * k_{fs} = 3.26MPa * 1.29$$

$$\tau = 4.17MPa$$

$$\sigma = 13.87MPa(\text{PruebaB})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{13.87^2 + (3 * 4.17^2)} = 15.64MPa$$

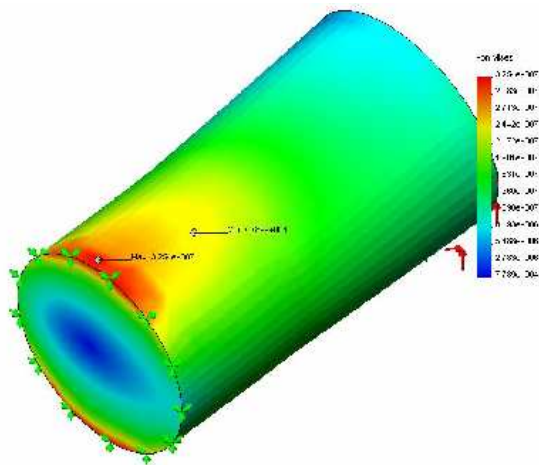
$$\%Error = \frac{15.64 - 16.269}{16.269} * 100 = 3.90\%$$

### **Prueba D.**

Esta prueba consistió en tomar el eje principal diseñado de acero AISI 1020 de aproximadamente 0.191567 Kg. y someterlo a una carga a tensión de 500N y a su vez a un momento de 20 N.m.

Cuando se realizaron los estudios de esfuerzo se determinó según el software Cosmos Design Star que el esfuerzo normal calculado fue de  $\sigma_{et} = 32.538MPa$

Similar al anterior este cálculo de esfuerzo normal se realizó según la teoría de von Mises:



**Figura 3.4. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el eje**

### Explicación de los cálculos:

Se procede a calcular el esfuerzo normal, por medio de la ecuación  $\tau_{Nom} = \frac{16T}{\pi d^3}$  (tomadas del libro Robert C. Juvinall, capítulo 4, factores de concentradores de esfuerzo, pág. 127, figura 4.35)

$$\tau_{Nom} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16(20Nm)}{\pi(0.025m)^3}$$

$$\tau_{Nom} = 6.519MPa$$

Se procede a calcular esfuerzos el concentrador de esfuerzos por medio de las siguientes tablas(tomadas del libro Robert C. Juvinall, capítulo 4, factores de concentradores de esfuerzo, pág. 127, figura 4.35)

Según el plano eje principal del shock, el radio para el concentrador de esfuerzos se de  $r = 4mm$ .

El cálculo que se presenta a continuación se considera como un sistema de esfuerzo por carga estática.

### **Donde:**

$$\frac{r}{d} = 0.16$$
$$\Rightarrow K_r = 1.33$$
$$\frac{D}{d} = 1.32$$

$$q = 0.85 \Rightarrow k_{fs} = (1 + 1.33 - 1) * (0.85) = 1.29$$

$$\tau = \tau_{Nom} * k_{fs} = 6.519MPa * 1.29$$

$$\tau = 8.40MPa$$

$$\sigma = 27.74MPa(\text{PruebaA})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{27.74^2 + (3 * 8.40^2)} = 31.32MPa$$

$$\% \text{Error} = \frac{31.32 - 32.538}{32.538} * 100 = 3.74\%$$

### **Prueba E y F**

El siguiente estudio se realizó para la bancada del torno la cual se diseñó con una aleación 6061 y un peso de aproximadamente 0.2737 Kg., ésta se somete a una carga de 1000N y 500N.

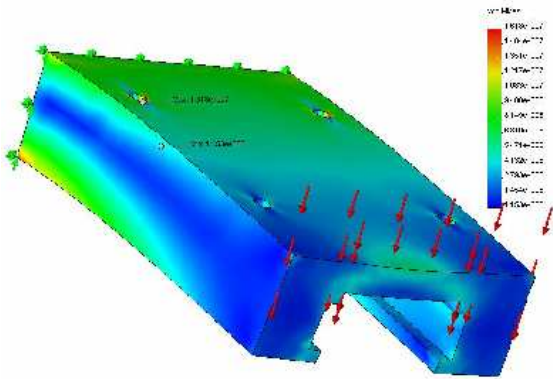


Figura 3.5. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en la bancada por carga a fatiga

### Explicación de los cálculos para carga de 1000 N:

Para la carga de 1000N el software Cosmos Design Star se obtuvo un valor de esfuerzo de  $\sigma = 32.33MPa$

Calculo del centroide la pieza general:

Tabla 3.1. Características para Hierro Fundido y Bronce

Pieza	X	Y	Área	$y'$	$y'A$
	(mm..)	(mm..)	(mm. <sup>2</sup> )	(mm..)	(mm. <sup>3</sup> )
1	66,9	24,7	1652,43	12,35	20407,511
2	31,7	3	95,1	1,5	142,65
3	31,7	3	95,1	16	1521,6
4	36,7	11,5	422,05	8,75	3692,9375
			<b>A<sub>Total</sub>= 1040,18</b>		<b>15050,323</b>

El área total se obtuvo mediante la resta de la pieza de las piezas 2, 3 y 4 a la pieza 1. De igual forma con  $y'A$ .

Se obtuvo  $y' = 14,46896$  mm..

Tabla 3.2. Momento de inercia de la pieza

Pieza	B	H	A	d	I <sub>y</sub>
	(mm..)	(mm..)	(mm. <sup>2</sup> )	(mm..)	(mm. <sup>4</sup> )
1	66,9	24,7	1652,43	2,11896	91430,32

<b>2</b>	3	3	9	12,96896	1520,495
<b>3</b>	11,5	11,5	132,25	-1,53104	1767,51
<b>4</b>	3	3	9	5,71896	301,1085
<b>I<sub>y</sub> = 87841,20203 mm.<sup>4</sup></b>					

Se indican las medidas de las piezas, y se obtiene el momento de inercia.

**Tabla 3.3. Desplazamientos**

<b>P</b>	<b>L</b>	<b>M</b>	<b>E</b>	<b>U</b>	<b>URES</b>
<b>(N)</b>	<b>(m)</b>	<b>(Nm)</b>	<b>(N/m<sup>2</sup>)</b>	<b>(J)</b>	<b>(m)</b>
1000	0,11	110	6,90E+10	1,10E-01	1,09800E-04

Se especifica la carga(P), la longitud(L), el módulo de elasticidad(E) y con éstos se obtiene U.

Demostración de cálculos:

a)  $M = P * L$

b) Según el método de Castigliano para la ecuación de energía se tiene:

$$U = \frac{M^2 L}{2EI}$$

c)  $U_{res} = U/P$

El Ures obtenido mediante el software es = 0,000101165 mm.<sup>4</sup>

d) Se determina el porcentaje de error del Ures:

$$\% \text{ Error} = \frac{0.000101165 - 0.0001098}{0.000101165} * 100 = 8.54\%$$

Por otro lado, se procede a calcular los esfuerzos:

**Tabla 3.4. Esfuerzos**

P	L	c	d	D	kt (pág. 1201 S)	Esfuerzo
(N)	(m)	(mm..)	(mm..)	(mm..)		(N/m <sup>2</sup> )
1000	0,11	0,010231	4,2	7,2	2,5	3,20E+07

Explicación de cálculos:

a) Para c:

$$c = \frac{24.7mm - y}{1000}$$

Para obtener el esfuerzo:

$$\sigma = P * L * c * K_t / I_y$$

### Prueba G.

En esta parte de las pruebas se utilizó una aleación de acero 6061 con un peso de aproximadamente 0.2737 Kg., para diseñar el conjunto eje-Shock, el cual se sometió a una carga de 500N

Cuando se realizaron los estudios de esfuerzo se determinó según el software de inventor que el esfuerzo normal calculado fue de  $\sigma_T = 13.9206MPa$

Similar al anterior este cálculo de esfuerzo normal se realizó según la teoría de von Mises:

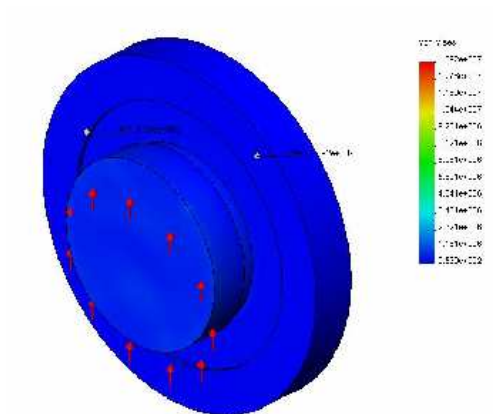


Figura 3.6. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el Shock por carga a fatiga



### Explicación de los cálculos:

Se calcula el momento máximo, multiplicando la fuerza aplicada por el brazo de palanca.

Seguido de esto se procede a calcular el esfuerzo normal, por medio de la ecuación  $\sigma_{Nom} = \frac{32M}{\pi d^3}$  (tomadas del libro Robert C. Juvinall, capítulo 4, factores de concentradores de esfuerzo, pág. 127, figura 4.35)

$$M = 0.5KN * 17mm = 8.5Nm$$

$$\sigma_{Nom} = \frac{32M}{\pi * d^3} = \frac{32 * (8.5Nm)}{\pi * (0.05)^3} = 0.7MPa$$

Se procede a calcular esfuerzos el concentrador de esfuerzos por medio de las siguiente ecuación (tomadas del libro Diseño en ingeniería mecánica, Joseph E Shigley, Apéndice E, pág. 1205)

$$\sigma_{max} = K_T * \sigma_{Nom}$$

$$K_T = 0.622 + 0.38 * \left(\frac{D}{d}\right)^{-4.3} + \left(\frac{r}{d}\right)^{-0.5} * \sqrt{\frac{-0.3222 - 0.277 * \left(\frac{D}{d}\right)^2 + 0.5999 * \left(\frac{D}{d}\right)^4}{1 - 2.55 * \left(\frac{D}{d}\right)^2 + 5.27 * \left(\frac{D}{d}\right)^4}}$$

### **Ecuación 1.**

Para este cálculo se utilizaron los siguientes datos:

$$D = 98mm$$

$$d = 50mm \Rightarrow K_T$$

$$r = 0.0015$$

El cálculo que se presenta a continuación se considera como un sistema de esfuerzo por carga estática.

Se multiplica el concentrador de esfuerzos por el esfuerzo obtenido anteriormente.

$$\sigma = \sigma_{nom} * K_T = 0.7MPa * 19.622 = 13.735MPa$$

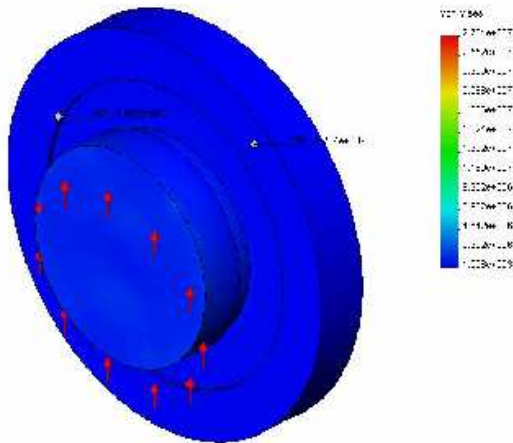
$$\% Error = \frac{13.9206 - 13.7354}{13.9206} * 100 = 1.33\%$$

### **Prueba H.**

En esta parte de las pruebas se utilizó una aleación de acero 6061 con un peso de aproximadamente 0.2737 Kg., para diseñar el conjunto eje-Shock, el cual se sometió a una carga de 1000N

Cuando se realizaron los estudios de esfuerzo se determinó según el software de inventor que el esfuerzo normal calculado fue de  $\sigma_T = 27.84111MPa$

Similar al anterior este cálculo de esfuerzo normal se realizó según la teoría de von Mises:



**Figura 3.7. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el Shock por carga a fatiga**

Explicación de los cálculos:

Se calcula el momento máximo, multiplicando la fuerza aplicada por el brazo de palanca.

Seguido de esto se procede a calcular el esfuerzo normal, por medio de la ecuación  $\sigma_{Nom} = \frac{32M}{\pi d^3}$  ( Robert C. Juvinall, capítulo 4, factores de concentradores de esfuerzo, pág. 127, figura 4.35)

$$M = 1KN * 17mm = 17Nm$$

$$\sigma_{Nom} = \frac{32 * 17Nm}{\pi * (0.05m)^3} = 1.385MPa$$

Se procede a calcular esfuerzos el concentrador de esfuerzos por medio de las siguiente ecuación (tomada del libro Diseño en ingeniería mecánica, Joseph E Shigley, Apéndice E, pág. 1205)

$$\sigma_{\max} = K_T * \sigma_{Nom}$$

$$K_T = 0.622 + 0.38 * \left(\frac{D}{d}\right)^{-4.3} + \left(\frac{r}{d}\right)^{-0.5} * \sqrt{\frac{-0.3222 - 0.277 * \left(\frac{D}{d}\right)^2 + 0.5999 * \left(\frac{D}{d}\right)^4}{1 - 2.55 * \left(\frac{D}{d}\right)^2 + 5.27 * \left(\frac{D}{d}\right)^4}}$$

### Ecuación 1.

Para este cálculo se utilizaron los siguientes datos:

$$D = 98mm$$

$$d = 50mm \Rightarrow K_T$$

$$r = 0.0015$$

El cálculo que se presenta a continuación se considera como un sistema de esfuerzo por carga estática.

Se multiplica el concentrador de esfuerzos por el esfuerzo obtenido anteriormente.

$$\sigma = \sigma_{Nom} * k_t = 1.385MPa * 19.622 = 27.182MPa$$

$$\%Error = \frac{27.8411 - 27.182}{27.8411} * 100 = 2.367\%$$

### Prueba I.

En esta parte de las pruebas se utilizó una aleación de acero 6061 con un peso de aproximadamente 0.2737 Kg., para diseñar el conjunto eje-Shock, el cual se sometió a una carga de 500N y a un momento de 3Nm

Cuando se realizaron los estudios de esfuerzo se determinó según el software de inventor que el esfuerzo normal calculado fue de  $\sigma_{et} = 14.0422MPa$

Similar al anterior este cálculo de esfuerzo normal se realizó según la teoría de von Mises:

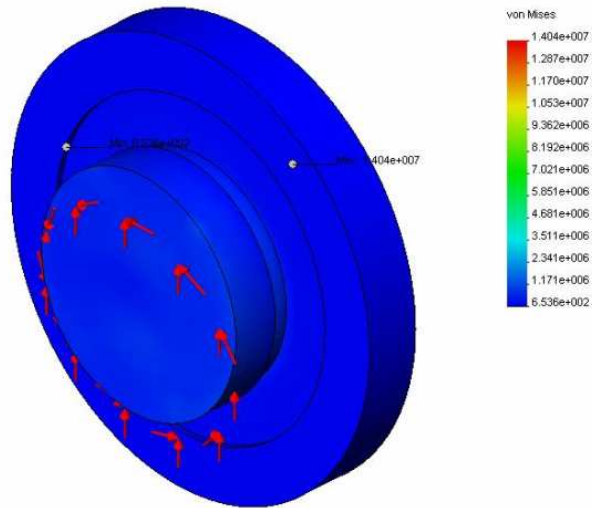


Figura 3.8. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el Shock por carga a flexión

### Explicación de los cálculos:

Se procede a calcular el esfuerzo normal, por medio de la ecuación  $\tau_{Nom} = \frac{16T}{\pi d^3}$  (Robert C. Juvinall, capítulo 4, factores de concentradores de esfuerzo, pág. 127, figura 4.35)

$$\tau_{Nom} = \frac{16 * 3Nm}{\pi * (0.05m)^3} = 0.1222MPa$$

$$\tau_{Nom} 0.1222MPa$$

Se procede a calcular esfuerzos el concentrador de esfuerzos por medio de las siguiente ecuación (tomadas del libro Diseño en ingeniería mecánica, Joseph E Shigley, Apéndice E, pág. 1204)

$$\tau_{max} = \tau_{Nom} * K_{TS} * \sqrt{3}$$

$$K_T = 0.78 + 0.2 * \left(\frac{D}{d}\right)^{-10} + \left(\frac{r}{d}\right)^{-0.45} * \sqrt{\frac{-0.002 - 0.125 * \left(\frac{D}{d}\right)^2 + 0.123 * \left(\frac{D}{d}\right)^4}{1 - 2.75 * \left(\frac{D}{d}\right)^2 + 2.55 * \left(\frac{D}{d}\right)^4}}$$

### **Ecuación 2.**

Para este cálculo se utilizaron los siguientes datos:

$$D = 98mm$$

$$d = 50mm \Rightarrow K_{TS} = 9.9$$

$$r = 0.015mm$$

El cálculo que se presenta a continuación se considera como un sistema de esfuerzo por carga estática.

Se multiplica el concentrador de esfuerzos por raíz de tres, por el esfuerzo obtenido anteriormente.

$$\tau = 0.1222MPa * 9.9 * \sqrt{3} = 2.1MPa$$

De la prueba G, se utiliza el esfuerzo normal obtenido para determinar el máximo esfuerzo permisible por medio de von Mises

$$\sigma = 13.735MPa(\text{Prueba G})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{13.735^2 + 3 * 2.1^2} = 14.2084MPa$$

$$\%Error = \frac{14.2084 - 14.0422}{14.0422}$$

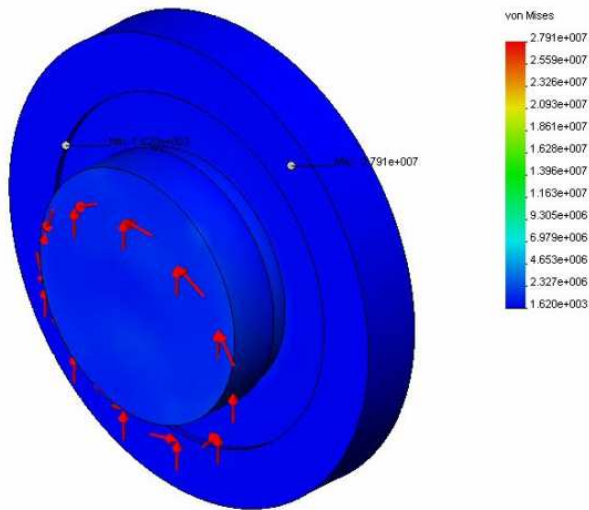
$$\%error = 1.75\%$$

## Prueba J

En esta parte de las pruebas se utilizó una aleación de acero 6061 con un peso de aproximadamente 0.2737 Kg., para diseñar el conjunto eje-Shock, el cual se sometió a una carga de 1000N y a un momento de 3Nm

Cuando se realizaron los estudios de esfuerzo se determinó según el software de Cosmos Design Star que el esfuerzo normal calculado fue de  $\sigma_{er} = 27.911$

Similar al anterior este cálculo de esfuerzo normal se realizó según la teoría de von Mises:



**Figura 3.9. Muestra de los diferentes esfuerzos presentes en el Shock por carga a flexión**

Explicación de los cálculos:

De la prueba I se toma el esfuerzo a cortante obtenido anteriormente de 2.1MPa y de la prueba de H se toma el valor de esfuerzo normal de 27.182 MPa para aplicarle el método de Von Mises y obtener así el máximo valor de esfuerzo permisible.

$$\tau = 2.1MPa(\text{Pr ueba.I})$$

$$\sigma = 27.182MPa(\text{Pr ueba.H})$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{27.182^2 + 3*2.1^2} = 27.424MPa$$

De seguido se calcula el error existente con respecto al valor obtenido según el software de inventor.

$$\% \text{Error} = \frac{27.911 - 27.424}{27.911} * 100$$

$$\% \text{Error} = 1.75\%$$

**Deflexiones**

**Prueba A**

Esta prueba consistió en tomar el eje principal diseñado de acero AISI 1020 de aproximadamente 0.191567 Kg. y someterlo a una carga a tensión de 1000N.

Cuando se realizaron los estudios de deflexion se determinó, según el software de inventor que la deformación calculada fue de  $\delta = 0.0105205mm$ .

Los cálculos de esta prueba se basaron en la tabla 5.4 página 164 del Juvinall (Primera edición en español).

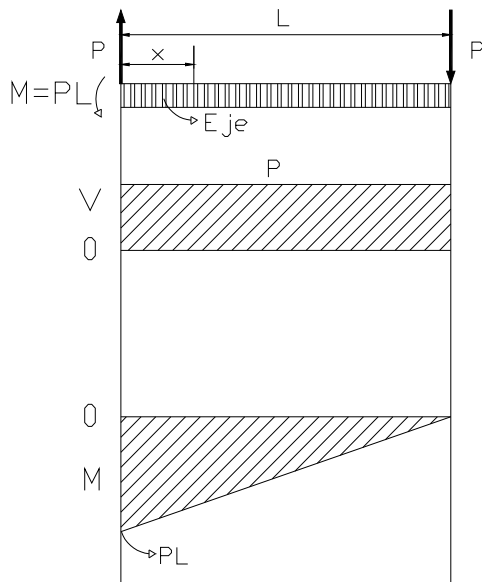


Figura 3.10. Diagrama de Momento y cortante para el sistema del eje y Shock

La fuerza cortante equivale a la carga aplicada:  $V=P=1000\text{N}$ ; y la ecuación del momento es la siguiente:

$$M = P(x - L)$$

$$\delta = \int_0^L \frac{M(\partial M / \partial P)}{EI} dx + \frac{\partial}{\partial P} \left( \frac{3P^2 L}{5GA} \right)$$

$$\delta = \int_0^L \frac{P(x - L)^2}{EI} dx + \frac{6PL}{5GA}$$

$$\delta = \frac{P}{EI} \left( \frac{1}{3} x^3 - x^2 L + x L^2 \right)_0^L + \frac{6PL}{5GA}$$

$$\delta = \frac{P}{EI} \left( \frac{1}{3} L^3 - L^3 + L^3 \right) + \frac{6PL}{5GA}$$

$$\delta = \frac{PL^3}{3EI} + \frac{6PL}{5GA}$$

Ahora se determina la magnitud de L, G e I

$$L = \frac{m}{\gamma A} = \frac{0.191567}{7900 * (\pi / 4) * 0.0025^2} = 0.05m$$

$$G = \frac{E}{2 * (1 + \nu)} = \frac{2 * 10^{11}}{2 * (1 + 0.29)} = 7.752 * 10^{10} Pa$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * 0.025^4}{64} = 1.92 * 10^{-8} m^4$$

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 0.025^2}{4} = 4.90 * 10^{-4} m^2$$

$$\delta = \frac{1000 * 0.05^3}{3 * 2 * 10^{11} * 1.92 * 10^{-8}} + \frac{1.2 * 1000 * 0.05}{5 * 7.752 * 10^{10} * 4.90 * 10^{-4}}$$

$$\delta = 0.01240mm$$

Porcentaje de error en el cálculo

$$\left( \frac{0.0105205 - 0.0103028}{0.0105206} \right) * 100 = 17.8\%$$

## **Prueba B**

Esta prueba consistió en tomar el eje principal diseñado de acero AISI 1020 de aproximadamente 0.191567 Kg. y someterlo a una carga a tensión de 500N.

Cuando se realizaron los estudios de deflexión se determinó, según el software de inventor que la deformación calculada fue de  $\delta = 0.005152591mm$ .

Los cálculos de esta prueba se basaron en la tabla 5.4 página 164 del Juvinall (Primera edición en español).

La fuerza cortante equivale a la carga aplicada:  $V=P=500N$ ; y la ecuación del momento es la siguiente:

$$M = P(x - L)$$



$$\delta = \int_0^L \frac{M(\partial M / \partial P)}{EI} dx + \frac{\partial}{\partial P} \left( \frac{3P^2L}{5GA} \right)$$

$$\delta = \int_0^L \frac{P(x-L)^2}{EI} dx + \frac{6PL}{5GA}$$

$$\delta = \frac{P}{EI} \left( \frac{1}{3}x^3 - x^2L + xL^2 \right)_0^L + \frac{6PL}{5GA}$$

$$\delta = \frac{P}{EI} \left( \frac{1}{3}L^3 - L^3 + L^3 \right) + \frac{6PL}{5GA}$$

$$\delta = \frac{PL^3}{3EI} + \frac{6PL}{5GA}$$

Ahora se determina la magnitud de L, G e I

$$L = \frac{m}{\gamma A} = \frac{0.191567}{7900 * (\pi/4) * 0.0025^2} = 0.05m$$

$$G = \frac{E}{2 * (1 + \nu)} = \frac{2 * 10^{11}}{2 * (1 + 0.29)} = 7.752 * 10^{10} Pa$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * 0.025^4}{64} = 1.92 * 10^{-8} m^4$$

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 0.025^2}{4} = 4.90 * 10^{-4} m^2$$

$$\delta = \frac{500 * 0.05^3}{3 * 2 * 10^{11} * 1.92 * 10^{-8}} + \frac{1.2 * 500 * 0.05}{5 * 7.752 * 10^{10} * 4.90 * 10^{-4}}$$

$$\delta = 0.0055833mm$$

Porcentaje de error en el cálculo

$$\left( \frac{0.0055833 - 0.005152591}{0.005152591} \right) * 100 = 8.36\%$$

## **Prueba C**

Esta prueba consistió en tomar el eje principal diseñado de acero AISI 1020 de aproximadamente 0.191567 Kg. y someterlo a una carga a tensión de 500 N y un torque uniforme de 10 Nm.

Para la prueba C se partirá del hecho de que el torque es constante, por lo tanto la deflexión por torsión es cero.

Cuando se realizaron los estudios de deflexión se determinó, mediante el software de inventor que la deformación calculada fue de  $\delta = 0.00677248mm$ .

Se empleará también el resultado de la prueba A para deflexión:  $\delta = 0.0055833mm$ .

$$\phi = \frac{TL}{2GJ} = \frac{10 * 0.05}{2 * 7.75 * 10^{10} * \frac{\pi * 0.025^4}{32}} = 84.094 * 10^{-6} \text{ rad}$$

$$S = \frac{0.025}{2} * 84.094 * 10^{-6} = 0.001051178 \text{ mm}$$

$$\delta = 0.0055833 + 0.001051178 = 0.006634478 \text{ mm}$$

Porcentaje de error en el cálculo

$$\left( \frac{0.00677248 - 0.006634478}{0.00677248} \right) * 100 = 2.04\%$$

## **Prueba D**

Esta prueba consistió en tomar el eje principal diseñado de acero AISI 1020 de aproximadamente 0.191567 Kg. y someterlo a una carga a tensión de 1000 N y un torque uniforme de 20 Nm.

Para la prueba C se partirá del hecho de que el torque es constante, por lo tanto la deflexión por torsión es cero.

Cuando se realizaron los estudios de deflexión se determinó, mediante el software de inventor que la deformación calculada fue de  $\delta = 0.013545mm$ .

Se empleará también el resultado de la prueba A para deflexión:  $\delta = 0.0124mm$ .

$$\phi = \frac{TL}{2GJ} = \frac{20 * 0.05}{2 * 7.75 * 10^{10} * \frac{\pi * 0.025^4}{32}} = 168.18 * 10^{-6} \text{ rad}$$

$$S = \frac{0.025}{2} * 168.18 * 10^{-6} = 0.00210235 \text{ mm}$$

$$\delta = 0.0124 + 0.00210235 = 0.01450235 \text{ mm}$$

Porcentaje de error en el cálculo

$$\left( \frac{0.013545 - 0.01450235}{0.013545} \right) * 100 = 7.06\%$$

Nota:

Los resultados de los desplazamientos de las pruebas E y F se mostraron en la sección anterior junto con los de esfuerzos.

### **Prueba G**

Esta prueba consistió en tomar soporte del eje del shock diseñado de acero AISI 1020 de aproximadamente 1,089 Kg. y someterlo a una carga a tensión de 500N.

Cuando se realizaron los estudios de deflexión se determinó, según el software de inventor que la deformación calculada fue de  $\delta = 0.00587274\text{mm}$ .

Los cálculos de esta prueba se basaron en la tabla 5.4 página 164 del Juvinall (Primera edición en español).

La fuerza cortante equivale a la carga aplicada:  $V=P=500\text{N}$ ; y la ecuación del momento es la siguiente:

$$M = P(x - L)$$

$$\delta = \int_0^L \frac{M(\partial M / \partial P)}{EI} dx + \frac{\partial}{\partial P} \left( \frac{3P^2 L}{5GA} \right)$$

$$\delta = \int_0^L \frac{P(x - L)^2}{EI} dx + \frac{6PL}{5GA}$$

$$\delta = \frac{P}{EI} \left( \frac{1}{3} x^3 - x^2 L + x L^2 \right)_0^L + \frac{6PL}{5GA}$$

$$\delta = \frac{P}{EI} \left( \frac{1}{3} L^3 - L^3 + L^3 \right) + \frac{6PL}{5GA}$$

$$\delta = \frac{PL^3}{3EI} + \frac{6PL}{5GA}$$

Ahora se determina la magnitud de L, G.

$$L = 0.078m$$

$$G = \frac{E}{2 * (1 + \nu)} = \frac{2 \times 10^{11}}{2 * (1 + 0.29)} = 7.752 \times 10^{10} Pa$$

$$A = 0.0338 m^2$$

EI y la densidad se tomaron del software Inventor (Ver figura 3.11):

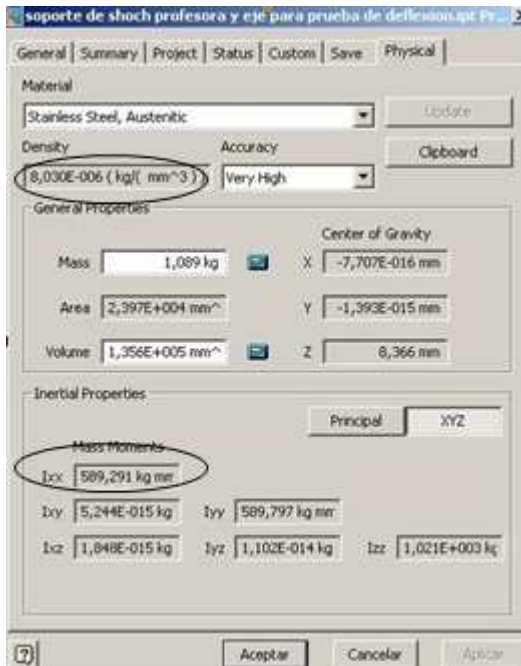


Figura 3.11. Ventana del Software donde se indica los momentos de Inercia del Sistema

Los valores de  $I$  y la densidad  $\rho$  son  $589,291 \cdot 10^{-1} \text{kgmm}^2 \approx 50 \text{kgmm}^2$  y  $8,030 \cdot 10^{-6} \text{kg/mm}^3$  respectivamente. Debido a que el software da el  $I$  en  $\text{Kg} \cdot \text{mm}^2$  fue necesario realizar la siguiente conversión:

$$I(\text{kgmm}^2) / [\rho(\text{kg/mm}^3) \cdot L(\text{mm})] = I(\text{mm}^4) \cdot (\text{m}/10^3 \text{mm})^4 = I(\text{m}^4)$$

$$I = [50 / 8,03 \cdot 10^{-6} \cdot 78 \cdot 10^{12}] \text{m}^4 \Rightarrow I = 7,98 \cdot 10^{-8} \text{m}^4$$

$$\delta = \frac{500 * 0.078^3}{3 * 2 * 10^{11} * 7,98 * 10^{-8}} + \frac{1.2 * 500 * 0.078}{5 * 7.752 * 10^{10} * 0.0338}$$

$$\delta = 0.00497 \text{mm}$$

Porcentaje de error en el cálculo

$$\left( \frac{0.00587274 - 0.00497}{0.00587274} \right) * 100 = 15,34\%$$

## Prueba H

Esta prueba consistió en tomar soporte del eje del shock diseñado de acero AISI 1020 de aproximadamente 1,089 Kg. y someterlo a una carga a tensión de 1000N.

Cuando se realizaron los estudios de deflexión se determinó, según el software de inventor que la deformación calculada fue de  $\delta = 0.0117455mm$ .

Con base en el procedimiento descrito en la prueba anterior se tiene que

$$\delta = \frac{1000 * 0.078^3}{3 * 2 \times 10^{11} * 7,98 * 10^{-8}} + \frac{1.2 * 1000 * 0.078}{5 * 7.752 \times 10^{10} * 0.0338}$$

$$\delta = 0.00994mm$$

Porcentaje de error en el cálculo

$$\left( \frac{0.0117455 - 0.00994}{0.0117455} \right) * 100 = 15,34\%$$

## Prueba I

Esta prueba consistió en tomar soporte del eje del shock diseñado de acero AISI 1020 de aproximadamente 1.07128 Kg. y someterlo a una carga a tensión de 500N y un torque uniforme de 3 Nm.

Para la prueba I se partirá del hecho de que el torque es constante, por lo tanto la deflexión por torsión es cero.

Cuando se realizaron los estudios de deflexión se determinó, mediante el software de inventor que la deformación calculada fue de  $\delta = 0.00600762mm$ .

Se empleará también el resultado de la prueba G para deflexión:  $\delta = 0.00497\text{mm}$

El momento polar de inercia se obtuvo a partir del momento de inercia obtenido en las dos pruebas anteriores. Por ser una pieza circular  $I_x = I_y$  por lo tanto:

$$J = I_x + I_y \Rightarrow J = 2 \cdot I_x \Rightarrow J = 2 \cdot 7,98 \cdot 10^{-8} \text{m}^4 \Rightarrow J = 1,596 \cdot 10^{-7} \text{m}^4$$

$$\phi = \frac{TL}{2GJ} = \frac{3 \cdot 0.078}{2 \cdot 7.75 \cdot 10^{10} \cdot 1.596 \cdot 10^{-7}} = 9.45 \cdot 10^{-6} \text{rad}$$

$$S = 0.1 \cdot 9.45 \cdot 10^{-6} = 0.000981 \text{mm}$$

$$\delta = 0.00497 + 0.000981 = 0.00595 \text{mm}$$

Porcentaje de error en el cálculo

$$\left( \frac{0.00600762 - 0.00595}{0.00600762} \right) * 100 = 0.92\%$$

## Prueba J

Esta prueba consistió en tomar soporte del eje del shock diseñado de acero AISI 1020 de aproximadamente 1.07128 Kg. y someterlo a una carga a tensión de 1000N y un torque uniforme de 3 Nm.

Cuando se realizaron los estudios de deflexión se determinó, mediante el software de inventor que la deformación calculada fue de  $\delta = 0,0118178\text{mm}$ .

De acuerdo con el resultado de la prueba H el desplazamiento por flexión con una carga de 1000 N es de:

$$\delta = 0.00994\text{mm}$$

Con base en el resultado anterior el desplazamiento por torsión es de:

$$S = 0.000981mm$$

Lo anterior implica que el desplazamiento total es de:

$$\delta = 0.00994mm + 0.000981mm$$

$$\delta = 0.010921mm$$

Porcentaje de error en el cálculo

$$\left( \frac{0.0118178 - 0.010921}{0.0118178} \right) * 100 = 7.59\%$$

### 3.2 Prueba de vibraciones.

Esta prueba se realizó solamente para el eje y el shock. El resto del conjunto del torno se supuso completamente rígido ya que no son partes críticas. Debido a la suposición anterior no se utilizaron los casos simulados con los softwares Comos e Inventor.

De acuerdo con la teoría expuesta en la pág. 1129 del Shigley la constante de rigidez equivalente ( $K_{eq}$ ) de un conjunto mecánico se define como:

$$k_{eq} = \frac{1}{\sum_{i=1}^i \frac{1}{k_i}}$$

Y de la mecánica de materiales elemental se sabe que:

$$\delta = \frac{F \cdot L}{E \cdot A} \Rightarrow \frac{E \cdot A \cdot \delta}{L} = F = k \cdot \delta \Rightarrow k = \frac{E \cdot A}{L}$$

Explicación de los cálculos:



Se determinan las variables necesarias para calcular las k individuales del subconjunto eje – shock:

Módulo elástico (E) del acero ANSI 10-20 =  $2 \cdot 10^{11}$  N / m<sup>2</sup>.

Tabla 3.5. Características de cada sección

Sección	Longitud (L) (mm.)	Ancho (mm.)	Área (m2)	ki (N / m)	J Kg. m <sup>2</sup>
1	53,4	13	0,0006942	$2,60 \times 10^9$	$2,34 \times 10^2$
2	50,4	2	0,0001008	$4,00 \times 10^8$	$3,20 \times 10$
3	98	13	0,001274	$2,60 \times 10^9$	$7,87 \times 10^2$
4	25	261	0,006525	$5,22 \times 10^8$	$1,03 \times 10^3$
5	0	0	0	0	0

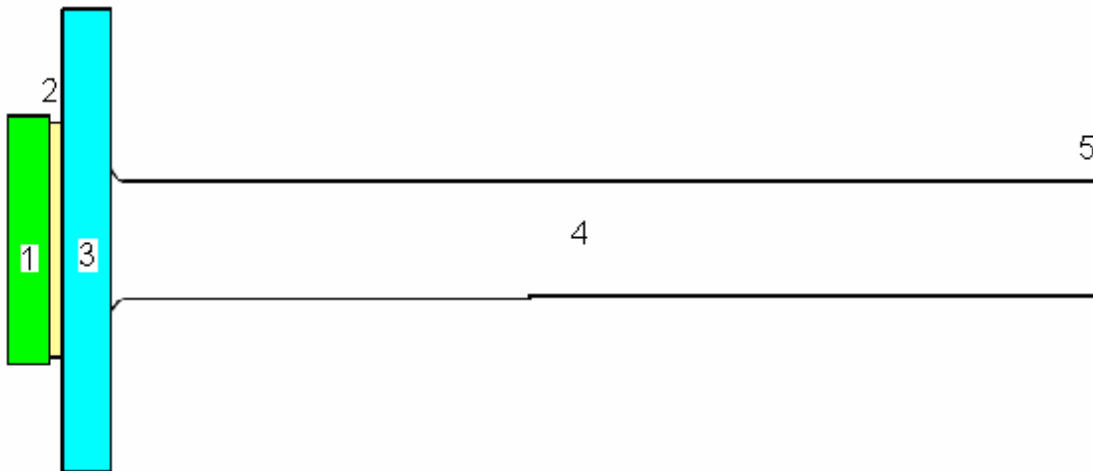


Figura 3.12. Detalle de la división del subconjunto eje – shock para el cálculo de  $k_{eq}$

Se procedió a calcular la  $k_{eq}$  y el resultado fue de  $3,04 \cdot 10^8$  N / m<sup>2</sup>.

Debido a que el método analítico es sumamente complicado se utilizó el método iterativo de Holzer cuyo diagrama de flujo se muestra a continuación:

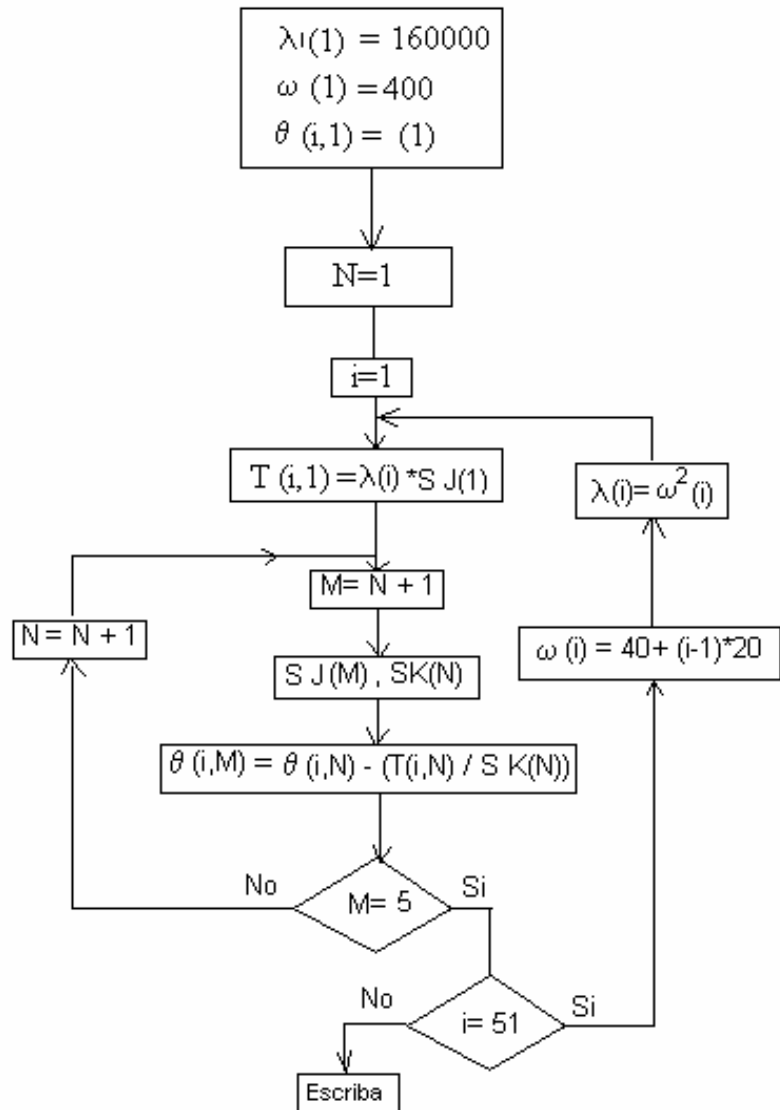


Figura 3.13. Diagrama de flujo del método de Holzer para vibraciones mecánicas a flexión

El programa de dicho diagrama de flujo se realizó en el Editor de Visual Basic para Excel con un total de 51 puntos a graficar. El mismo se muestra a continuación:

### Sub Vibraciones()

Dim n As Double

Dim m As Double

**Dim i As Double**

**Dim x As Double 'para llenar vectores**

**Dim y As Double ' incrementos de ...**

**Dim a As Double 'para desplegar los datos**

**Dim b As Double 'para desplegar los datos**

**Dim g As Double**

**ReDim w(1 To 51, 1 To 1) As Double**

**ReDim h(1 To 51, 1 To 1) As Double 'h será landa**

**ReDim c(1 To 51, 1 To 5) As Double 'c será cita**

**ReDim t(1 To 51, 1 To 5) As Double**

**ReDim k(1 To 5, 1 To 1) As Double**

**ReDim j(1 To 5, 1 To 1) As Double**

**n = 1**

**i = 1**

**m = 0**

**y = Cells(5, 3)**

**w(1, 1) = Cells(5, 1)**

**h(1, 1) = w(1, 1) ^ 2**

**For g = 1 To 51**

**c(g, 1) = 1**

**Next g**

**'llenar los vectores j y k**

**For x = 1 To 5**

**j(x, 1) = Cells(8 + x, 2)**

**k(x, 1) = Cells(8 + x, 3)**

**Next x**

**While i < 51**

**t(i, 1) = h(i, 1) \* j(1, 1)**

**While m < 5**

**m = n + 1**

**c(i, m) = c(i, n) - (t(i, n) / k(n, 1))**

**t(i, m) = t(i, n) + h(i, 1) \* j(m, 1) \* c(i, m)**

**n = n + 1**

**Wend**

**n = 1**

**m = 0**

**i = i + 1**

**w(i, 1) = Cells(5, 1) + (i - 1) \* y**

**h(i, 1) = w(i, 1) ^ 2**

**Wend**

'desplegar resultados

For a = 1 To 5

For b = 1 To 51

Cells(16 + b, a) = c(b, a)

Cells(16 + b, 6) = w(b, 1)

Next b

Next a

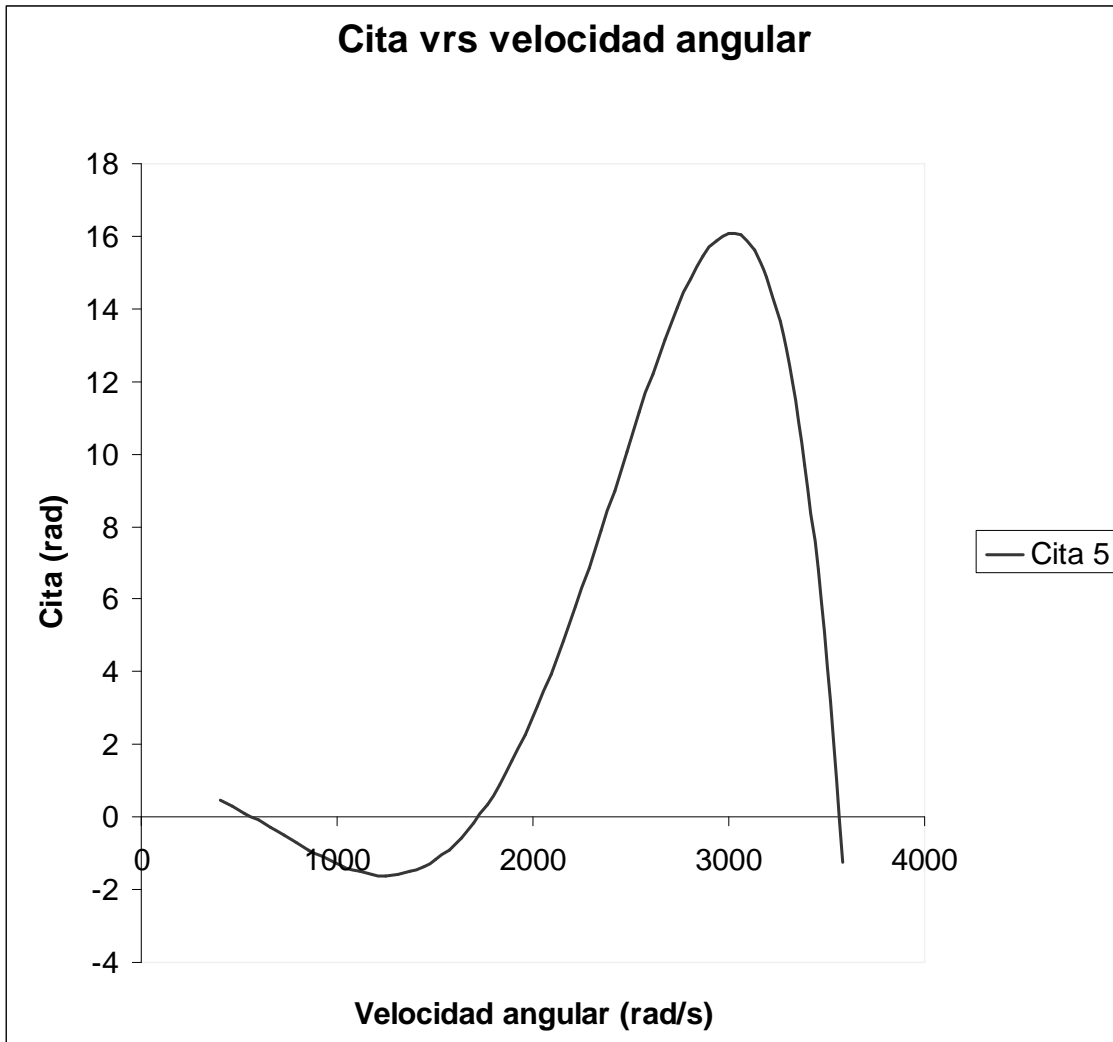
End Sub

El programa está diseñado para un sistema de 4 masas como el que se mostró anteriormente y se le digitan los siguientes datos de entrada:  $w_{inicial}$ , los incrementos, el momento polar de inercia (J) y la constante de rigidez (k) de cada pieza.

1	Método iterativo de Holzer para vibraciones mecánicas en conjuntos			<i>Obtener el gráfico</i>
2				
3	w inicial	w final	Incrementos	
4	rad/s	rad/s	rad/s	
5	400	3650	65	
6				
7	Número de	J	k	<i>Borrar</i>
8	sección	kg m <sup>2</sup>	N/m	
9	1	2,34E+02	5,22E+10	
10	2	3,20E+01	2,60E+09	
11	3	7,87E+02	4,00E+08	
12	4	1,03E+03	2,60E+09	
13	5	0	0	

Figura 3.14. Datos de entrada al programa.

**3.2.1 El resultado obtenido después de correr el programa fue el siguiente:**



**Figura 3.15. Resultado del análisis de vibraciones para el conjunto eje – shock.**

Las frecuencias naturales se dan cuando se corta el eje x; esto implica que se dan cuando el eje gira alrededor de 595 rad /s, 1765 rad/ s y 3585 rad /s. Se puede mejorar la resolución al acercar la velocidad angular inicial al punto deseado y disminuir los incrementos.

### **3.3 Soportes Seleccionados**

De pie SNL, series 2

#### **Sistema de "bloque modular".**

El sistema de los soportes de pie SNL, se basa en una serie de soportes con el mismo diseño pero en diferentes tamaños. Los soportes de pie SNL pueden alojar ejes con diámetros de entre 20 y 160 mm..

#### **Base reforzada.**

La base del soporte está reforzada con nervios y material extra alrededor de los orificios para los tornillos de fijación con el fin de proporcionar un mejor asiento en la placa base. Los tornillos de fijación se pueden precargar para ofrecer una fijación mejor e impedir la deformación de la base y del agujero del soporte.

#### **Fijación.**

Por norma, los soportes SNL tienen dos orificios para los tornillos de fijación en la base. Los soportes del tamaño 511-609 o superior también están disponibles con cuatro orificios para los tornillos de fijación, designados FSNL. Estos soportes de mayor tamaño también están disponibles sin los cuatro orificios para los tornillos de fijación (base lisa, designación SSNLD), pero éstos están hechos de fundición dúctil.

Los soportes más pequeños por debajo del tamaño 511-609 Los soportes más pequeños por debajo del tamaño 511-609 también se pueden montar con cuatro tornillos. Las posiciones donde taladrar los orificios adicionales vienen marcadas en el soporte.

#### **Mejor transferencia térmica.**

Los nervios adicionales en la base del soporte amplían la zona de contacto entre la base y la placa base, permitiendo un mayor flujo de calor desde el aro exterior del rodamiento a la placa base.

#### **Característica para la relubricación.**

Los soportes SNL se suministran con una boquilla engrasadora. Normalmente, dichos soportes llevan dos orificios taladrados y roscados en la tapa. Las posiciones donde se pueden taladrar orificios adicionales para las boquillas engrasadoras, para la relubricación del rodamiento o de las obturaciones, vienen indicadas en el soporte.

### **Tapas y bases marcadas individualmente.**

La base y la tapa del soporte se emparejan durante su fabricación y no son intercambiables. Para evitar que se mezclen, el mismo número consecutivo va marcado en la tapa y en la base de cada soporte.

### **Asistencia en el montaje.**

Para simplificar el montaje y lograr una alineación más precisa, hay unas marcas moldeadas en las caras de la

base que indican el eje del agujero del soporte y el eje vertical.

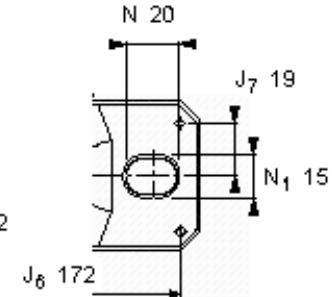
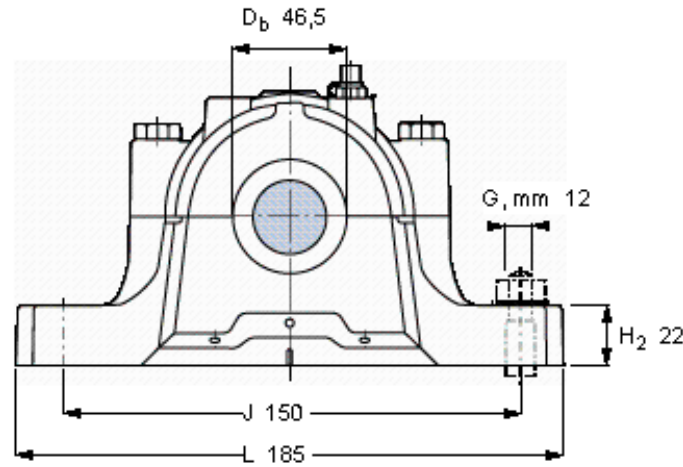
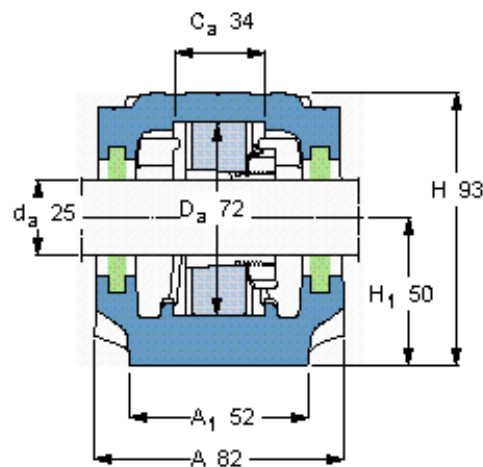


**Figura 3.16. Soporte de pie de dos piezas.**



## Soportes de pie de dos piezas, SNL para rodamientos sobre manguito de fijación, con obturaciones estándar

Eje $d_a$	Rodamientos adecuados (diseño básico)			Soporte Dimensiones principales				Masa	Designaciones						
	Rodamientos de bolas a rótula	Rodamientos de rodillos a rótula	Rodamiento CARB	A	L	H	$H_1$		Soporte solamente	Soporte completo con obturaciones de labio	obturaciones de anillo en V	obturaciones laberínticas			
mm	-			mm				kg	-						
25	1306 K	2306 K	-	-	-	-	82	185	93	50	2,20	SNL 507-606	SNL 606 TG	SNL 606 TA	SNL 606 TS



### Designaciones para el pedido

Soporte solamente SNL 507-606

### Obturaciones

TSN 606 G    TSN 606 A    2 x TSN 606 S    2 x TSN 606 ND



### Tapa

ASNH 507-606



### Rodamientos y accesorios SKF adecuados

Rodamiento	Manguito de fijación	Anillo de fijación
1306 EKTN9	H 306	2 x FRB 7,5/72
2306 K	H 2306	2 x FRB 3,5/72
-	-	-
-	-	-
-	-	-

### Tomillos de la tapa

Tamaño, mm M 10x50

Par de apriete recomendado, Nm 50

Cargas máx. permisibles, kN

$F_{120^\circ}$	50
$F_{150^\circ}$	30
$F_{180^\circ}$	25

### Tomillos de fijación adecuados

Tamaño, mm 12

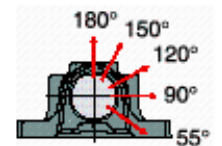
Par de apriete recomendado, Nm 90

### Orificios

Diámetro (máx)	5
Distancia del centro $J_6$	172
Distancia del centro $J_7$	19

### Cargas de rotura, soporte, kN

$P_{0^\circ}$	140
$P_{55^\circ}$	190
$P_{90^\circ}$	115
$P_{120^\circ}$	85
$P_{150^\circ}$	80
$P_{180^\circ}$	95
$P_a$	60



El límite para  $P_{0^\circ}$  sólo debe tenerse en cuenta si el soporte no está apoyado totalmente sobre su base

### Cantidades de grasa, kg

Primer relleno	0,05
Relubricación	0,01



### 3.4 Rodamientos Seleccionados

#### Rodamientos de rodillos a rótula

Son inherentemente autoalineables y muy robustos. Las dos hileras de rodillos hacen que los rodamientos puedan absorber cargas elevadas. Los rodamientos de rodillos a rótula de dos piezas se basan normalmente en rodamientos estándar, pero se pueden personalizar según se requiera.

Rodamientos de rodillos a rótula, agujero cilíndrico y cónico									
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		* - Rodamiento SKF Explorer
mm			kN		kN	rpm		kg	-
25	52	23	49	44	4,75	-	3600	0,31	<b>BS2-2205-2CS *</b>

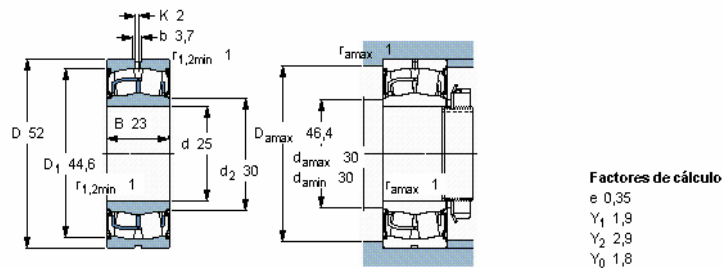


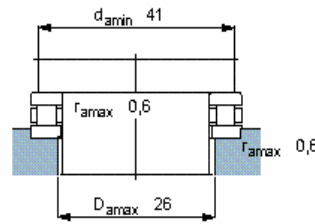
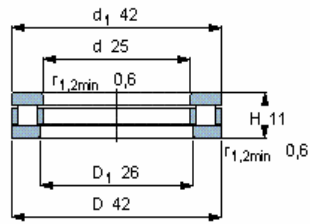
Figura 3.17 Rodamiento de Rodillos

Los rodamientos axiales de rodillos cónicos permiten disposiciones axiales de rodamientos rígidas, muy compactas, capaces de absorber cargas axiales muy elevadas y que son insensibles a las cargas de choque.

Los rodamientos axiales de rodillos cónicos SKF se fabrican con un perfil logarítmico entre los caminos de rodadura y los rodillos para garantizar una distribución óptima de la tensión en el rodamiento, mejorando así la vida útil del mismo.

Los rodamientos axiales de rodillos cónicos SKF con jaula, tienen un diseño desmontable de modo que las dos arandelas y el conjunto axial de rodillos y jaula pueden montarse por separado y fácilmente. Los rodamientos de tornillos, sin jaula, se mantienen unidos mediante sistemas de sujeción especiales y, para simplificar su manejo, las arandelas tienen orificios roscados para los cáncamos de ojo.

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga $P_u$	Factor de carga mínima $A$	Velocidades		Masa	Designación
$d$	$D$	$H$	dinámica $C$	estática $C_0$			Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	-	rpm		kg	-
25	42	11	25	69,5	6,8	0,00039	3200	6300	0,053	81105 TH



Figura

3.18

Dimensiones

Principales

## **4 CAPITULO 4 Parte Electrónica**

---

## 4.1 Introducción

El control numérico computarizado es ampliamente usado en la industria para la creación y moldeado de piezas complejas de manera rápida y precisa, logrando aumentar los índices de productividad y calidad a la vez que se disminuyen los costos de producción, esto lo convierte en una herramienta que debe ser conocida y manejada eficazmente por el ingeniero electromecánico. Por lo tanto, es necesario contar con equipo que facilite a los estudiantes el aprendizaje de la programación en códigos G y M, permitiendo la verificación de los programas diseñados mediante la elaboración del producto final.

Una máquina CNC posee un procesador el cual se encarga de controlar la posición y la velocidad de los motores que accionan los ejes y las herramientas al momento de moldear una pieza. Este control preciso es útil para realizar movimientos que definen formas que no son posibles de lograr usando máquinas convencionales o de operación manual. “Las máquinas CNC son capaces de mover la herramienta al mismo tiempo en los tres ejes para ejecutar trayectorias tridimensionales como las que se requieren para el maquinado de complejos moldes y troqueles”.

Es importante poseer un alto conocimiento del manejo de máquinas basadas en este concepto. Por este motivo, investigadores de diferentes escuelas decidieron construir un torno CNC con fines didácticos, que facilite a los estudiantes el aprendizaje del diseño y creación de piezas aplicando técnicas de control numérico. Esto debido a que actualmente, la Escuela de Electromecánica cuenta solamente con una máquina de tipo industrial, que además de implicar altos costos de mantenimiento, únicamente puede ser operada por personal capacitado. Además, la compra de este tipo de equipos implica una alta inversión que no es posible considerar dentro del presupuesto que se le asigna a la Escuela.

## 4.2 Solución seleccionada

El sistema de control a diseñar debía ser capaz de manejar los distintos motores del torno CNC de tal forma que puedan ejecutar movimientos que permitan realizar líneas, diagonales, círculos o curvas con las cuales se moldearán piezas metálicas.

La idea principal del proyecto es mejorar el sistema de control implementado anteriormente, desarrollando un sistema de comunicación más eficiente con la PC y reduciendo el número de instrucciones de control de motores, permitiendo además la interpretación de un mayor número de códigos G y M.

Los códigos G y M soportados se dividen en 2 categorías: códigos de movimiento y códigos de control. Las tablas 1.2 y 1.3 presentan los códigos que son soportados por el torno para cada categoría respectivamente. No se implementaron ciclos para esta primera etapa del proyecto.

**Tabla 4.1 Códigos de movimiento soportados.**

<b>Código</b>	<b>Descripción</b>
G00	Movimiento lineal rápido a un punto.
G01	Movimiento lineal a un punto.
G02	Movimiento circular horario.
G03	Movimiento circular anti-horario.
G28	Regresar a cero máquina.

**Tabla 4.2. Códigos de control soportados.**

<b>Código</b>	<b>Descripción</b>
G90	Modo de posicionamiento absoluto.
G91	Modo de posicionamiento relativo.
M00	Pausa del programa.
M02	Fin del programa.

#### 4.2.1 Características de la solución

1. La comunicación del puerto serie es bidireccional, permitiendo al sistema de control reportar a la PC la posición de los motores paso a paso.
2. El software de alto nivel implementado permite compilar nuevos códigos G y M. La decodificación también se hace a un nuevo conjunto de instrucciones que maneja el sistema de control desarrollado en el microcontrolador, lo cual permite operaciones más complejas y precisas.
3. Se agregó un banco de memoria para el sistema de control con el propósito de almacenar las instrucciones del programa a ejecutar. El sistema de control escribe las instrucciones en esta memoria al recibirlas de la PC y posteriormente las carga en registros internos mientras se ejecutan.
4. Se implementó un regulador automático de velocidad para el motor CD que permite mantener constante la velocidad del motor, especificada por el usuario en el programa, ante variaciones en la carga o perturbaciones externas.

#### 4.2.2 Descripción de la solución

La solución se puede subdividir en tres partes: el compilador de códigos G y M y la comunicación vía puerto serie entre el controlador y la PC; la etapa de ejecución de instrucciones y órdenes de movimiento de los motores que se desplazan en los ejes x y z; y el sistema de regulación de velocidad del motor CD.

El diagrama de bloques para la solución seleccionada se presenta en la figura 4.1. La interfaz de usuario se realiza mediante una PC, la cual se comunicará con el controlador del torno mediante el puerto serie RS-232.

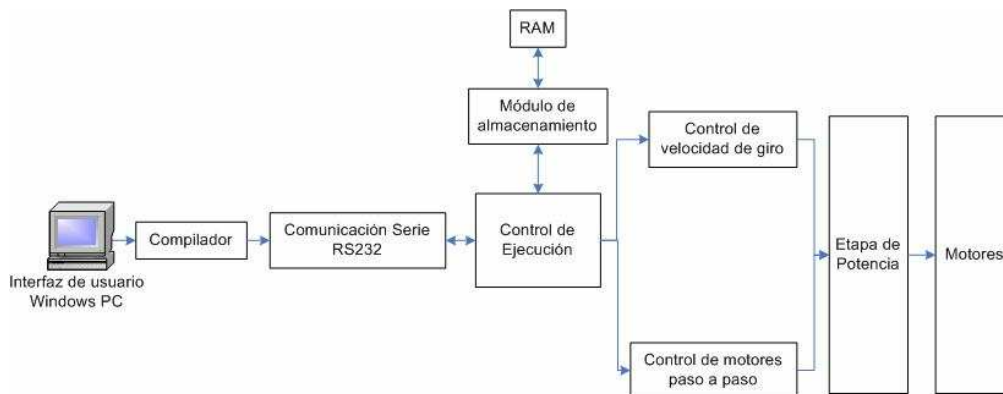


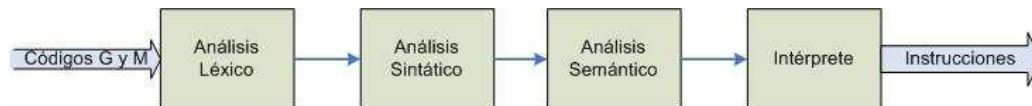
Figura 4.1 Diagrama de bloques de la solución propuesta.



### 1.2.2.1 Compilador

Para describir la pieza que se desea producir con el torno se utilizan códigos conocidos como “G y M”. Estos códigos representan instrucciones de alto nivel que permiten indicarle al torno como mover la herramienta. El lenguaje descrito por estos códigos, sin embargo, no es apropiado para ser implementado a bajo nivel en un microcontrolador debido a que sus instrucciones son irregulares y requieren considerable procesamiento. Es necesario una etapa que traduzca estos códigos “G y M” a un set de instrucciones reducido y simplificado que pueda entender el microcontrolador.

En síntesis, se diseñó un sistema que es capaz de interpretar una serie de comandos, introducidos por el usuario utilizando un programa desarrollado en un lenguaje de alto nivel, y los convierte en funciones específicas de mando de los motores y herramientas del torno. Este sistema corresponde al compilador en el diagrama de bloques de la figura 4.2.



**Figura 4.2 Diagrama de bloques del compilador.**

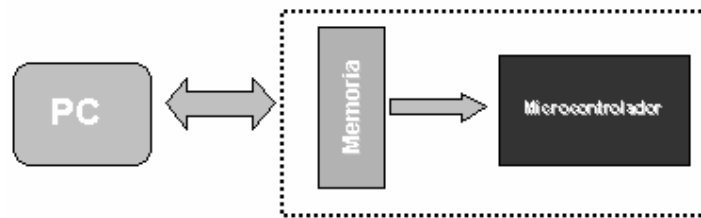
El análisis léxico se encarga de separar el texto en “tokens” que representan los diversos elementos del lenguaje (números, instrucciones, separadores de bloques, fin de archivo, etc.). El análisis sintáctico toma la lista de “tokens” y la transforma en una lista de instrucciones y parámetros. El análisis semántico combina las instrucciones y los parámetros para producir instrucciones completas y coherentes. Finalmente el intérprete lee cada instrucción, calcula la posición de la herramienta del torno y traduce los movimientos al set de instrucciones definido. Cada etapa se encarga de verificar que el programa introducido sea válido en los diferentes niveles (léxico, sintáctico y semántico).

#### 4.2.2.1 Comunicación serial e interfaz con memoria externa.

Para la comunicación del sistema con la PC la mejor alternativa es utilizar comunicación serial, mediante el protocolo RS-232, esto porque entre las características del microcontrolador a utilizar se encuentra la opción de utilizar una UART (unidad asincrónica de recepción y transmisión), de este modo es relativamente sencillo establecer una comunicación eficiente con la PC, una vez hecho esto es necesario resolver el problema de donde se va a almacenar dicho programa temporalmente para finalmente ser ejecutado.

Entre los requerimientos que tiene el sistema está almacenar el programa generado en una memoria propia, de modo que este sea completamente independiente de la PC y no que se tenga que estar enviando bloques de instrucciones según se vaya ejecutando el programa para formar la pieza. El microcontrolador a utilizar es el PIC16F877, el cual cuenta solamente con 386 bytes de memoria RAM disponible, muy pocos programas generados por códigos G y M utilizarían tan poca memoria; por lo tanto, es necesario utilizar una memoria RAM adicional para almacenar el programa a ejecutar, la cual es de 32Kbytes.

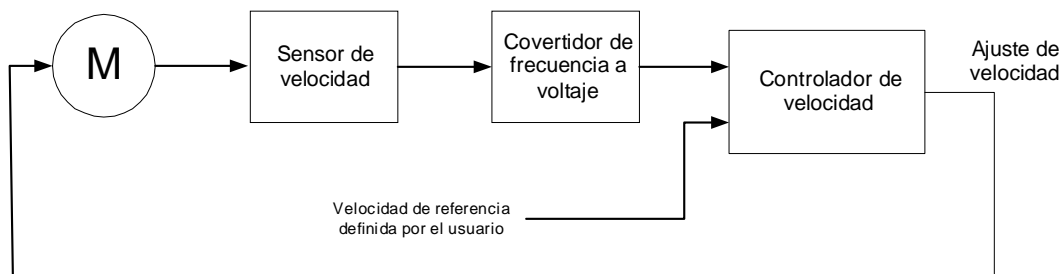
En la figura 4.3 se muestra el diagrama de bloques de esta etapa.



**Figura 4.3 Conexión de memoria adicional al sistema.**

#### 4.2.2.2 Control de velocidad para el motor CD

En la figura 4.4 se observa el diagrama de bloques del lazo de control que se implementó para mantener constante la velocidad del motor CD ante variaciones en la carga o perturbaciones externas.



**Figura 4.4 Diagrama del sistema de control de velocidad del motor CD.**

Se empleará un sensor inductivo y un convertidor de frecuencia a voltaje que permitan medir la velocidad del motor y generar un voltaje directamente proporcional a la misma, este posteriormente se pasará por un ADC de tal forma que se pueda comparar con el dato digital que indica la velocidad de referencia.

La tarea del controlador de velocidad es ajustar la velocidad del motor en caso que esta se vea afectada por variaciones en la carga o perturbaciones

ocasionadas por las herramientas de corte. El diseño del mismo está basado en principios de control automático.

Para esto se pretende implementar un regulador PID que compare las velocidades indicadas por el usuario y el sensor de velocidad para realizar los ajustes necesarios. Este se programará en un microcontrolador PIC16F874A, el cual posee el ADC requerido.

#### **4.2.2.3 Control de motores paso a paso**

El control de los motores paso a paso genera un código de 4 bits que indica que bobina se activa en un momento dado. Este módulo recibe la velocidad y secuencia de activación de las bobinas, que han sido definidas por el usuario en el programa, de parte de la unidad de ejecución.

#### **4.2.2.4 Etapas de potencia**

En el caso de los motores paso a paso se utilizan relays de estado sólido o mosfets, dependiendo del motor.

Para el motor CD, se implementa una etapa de potencia con tiristores, la cual únicamente permite al motor girar en sentido horario.

### **4.3 Objetivos de este apartado**

#### **4.3.1.1 Objetivos de hardware**

- a. Construir la interfase necesaria que permita conectar una memoria RAM externa, de al menos 32kbytes, al microcontrolador para el almacenamiento del programa de control.
- b. Implementar la interfase entre el sensor de posición para los motores paso a paso y el microcontrolador.
- c. Instalar y acoplar al sistema un conjunto de interruptores que permitan al usuario realizar en forma asincrónica las tareas de (1) parada de emergencia y (2) reinicio.
- d. Implementar la interfase entre el sensor de velocidad para el motor CD y el microcontrolador encargado de su muestreo.
- e. Diseñar y construir el lazo de control necesario para regular y mantener constante la velocidad del motor CD.

#### **4.3.1.2 Objetivos de software a nivel del microcontrolador**

- a. Diseñar la estructura de almacenamiento de información en la RAM externa.

- b. Escribir una rutina en lenguaje C que permita realizar el almacenamiento de información en la RAM externa.
- c. Diseñar el formato de comunicación por utilizar para transferir instrucciones expresadas en códigos G y M desde la PC hacia el microcontrolador y para el envío de información de estatus del microcontrolador hacia la PC.
- d. Escribir las rutinas en lenguaje C necesarias para convertir en órdenes de movimiento de los motores paso a paso las instrucciones recibidas desde la PC, a efecto de que el torno pueda realizar las operaciones especificadas por el usuario.
- e. Desarrollar una rutina que permita implementar un sistema de parada de emergencia en respuesta a una orden asincrónica recibida del usuario mediante un interruptor de suspensión de la operación.
- f. Desarrollar una rutina que permita restablecer el sistema al estado en que se encontraba al realizar una parada de emergencia, de modo que pueda continuar la operación a partir del punto en que se produjo la suspensión de la operación.
- g. Ajustar las rutinas en lenguaje C correspondientes a los comandos G y M desarrollados en la etapa anterior, de modo que permita establecer en forma precisa, la relación entre la cantidad de pasos que debe moverse cada motor paso a paso para avanzar un milímetro.
- h. Escribir una rutina en lenguaje C que permita medir la velocidad del motor CD que hace girar la pieza por ser torneada.
- i. Diseñar el modelo de control automático de velocidad del motor CD, ante variaciones de la carga y otras perturbaciones, basado en ecuaciones de diferencias, que permita mantener constante la velocidad del motor de acuerdo con los parámetros establecidos por el usuario.
- j. Escribir una rutina en lenguaje C que permita implementar el modelo de control automático de velocidad del motor CD.

#### **4.3.1.3 Objetivos de software a nivel de la PC**

- a. Desarrollar un algoritmo que interprete los códigos G y M ingresados por el usuario, los convierta al formato de comunicación y los envíe vía puerto serie al microcontrolador
- b. Rediseñar el decodificador de códigos G y M implementado en la primera etapa del proyecto para que acepte los códigos definidos en esa etapa y reconozca nuevos códigos.
- c. Implementar una rutina que permita al usuario crear macroinstrucciones que realizan instrucciones complejas a partir de un conjunto de instrucciones simples expresadas en términos de comandos G y M.
- d. Implementar una rutina que permita decodificar el conjunto de instrucciones simples que forman una macroinstrucción y las convierta al formato de comunicación para enviarlas luego al microcontrolador.

## 4.4 Marco teórico

### Comunicación Serial:

El protocolo RS-232 utiliza diferentes tipos de sockets y de conectores para establecer la comunicación entre diversos dispositivos seriales. Los conectores más utilizados son los de 9 y 25 pines.

El estándar RS-232 evita que dos equipos traten de comunicarse al mismo tiempo utilizando las mismas líneas. Para esto los equipos se clasifican en dos tipos DTE (Equipo Terminal de Datos) y DCE (Equipo de Comunicación de Datos). Para reconocerlos el estándar RS-232 determina que los dispositivos DTE tienen conectores macho y los DCE hembra.

Una conexión serial RS-232 involucra usualmente 9 líneas. La conexión bidireccional más simple que se puede realizar utilizando este estándar requiere de 3 líneas:

1. TXD (Transmitted Data): transmite los datos del DTE al DCE.
2. RXD (Received Data): transmite los datos del DCE al DTE.
3. SG (Signal Ground): señal de tierra.

El “handshaking” por hardware permite al dispositivo transmisor saber cuando el receptor esta listo para recibir información. Para poder realizar esta función, de DTE a DCE, se necesita la línea DSR (Data Set Ready), la cual controla las transmisiones “handshaking” del dispositivo DCE provenientes del dispositivo DTE. Este pin mantiene un voltaje positivo siempre que el dispositivo este listo para recibir información.

La línea de CTS (Clear to Send) se puede utilizar una línea secundaria para el “handshaking”. Esta emplea el dispositivo DCE para controlar las transmisiones “handshaking” provenientes del DTE. Esta línea se encuentra en bajo (voltaje negativo) para detener la transmisión.

Igualmente se emplean dos líneas de “handshaking” cuando un dispositivo DCE transmite datos a uno DTE: DTR (Data Terminal Ready) que se utiliza para controlar la transmisión de datos del DCE al DTR y RQS (Request to Send), línea secundaria de “handshaking”, cuando se transmiten datos del DCE al DTR.

Adicionalmente se utilizan dos líneas para la comunicación entre módems y computadoras o terminales:

1. CD (Carrier Detect): se utiliza para identificar la presencia de una señal portadora.

2. RI (Ring Indicator): indica que el MODEM esta siendo llamado pro un equipo distante y que estaría sonando si fuera un teléfono.

A continuación se muestran algunas conexiones de pines que se utilizan para transmisión serial entre dos unidades una de tipo DCE y otra DTE, con diferentes conectores.

Dos conectores de 9 pines:

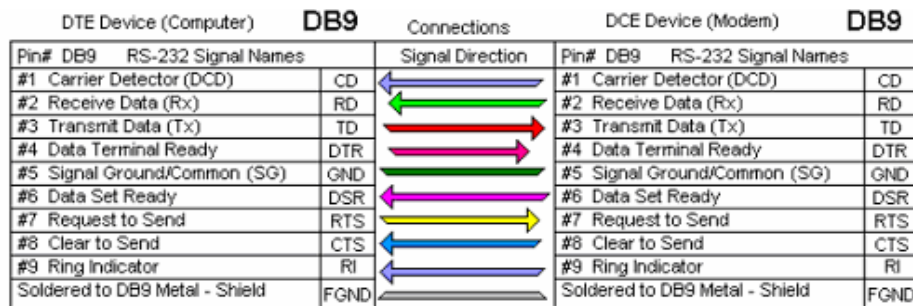


Figura 4.5 Conexión de pines para comunicación serial con dos conectores DB9.

Dos conectores de 25 pines:

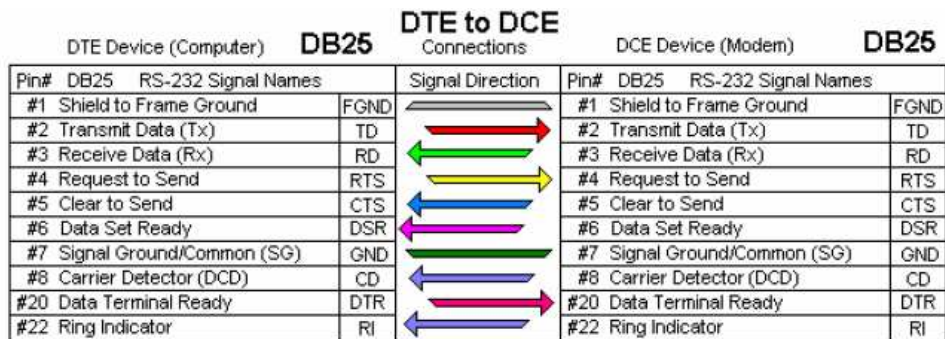


Figura 4.6 Conexión de pines para comunicación serial con dos conectores DB25.1

En el protocolo RS-232 sólo se permite dos estados: ESPACIO que corresponde a un cero binario, y se mide como un voltaje positivo y una MARCA, que corresponde a un uno binario, y se mide como un voltaje negativo. En las líneas de datos (TXD, RXD) un voltaje positivo corresponde a un cero lógico y un voltaje negativo a un uno lógico. Por otra parte, en las líneas de “handshaking” (DTR, DSR, etc.) una tensión positiva indica que se pueden enviar datos, mientras que una tensión negativa significa que se debe de detener la transmisión de datos. Los voltajes positivos varían entre +5 y +15 voltios mientras que los negativos entre -5 y -15 voltios.

Para enviar datos en forma serial existen dos maneras: sincrónica y asincrónica. Cuando no existe continuidad en el envío de información es necesario utilizar la comunicación asincrónica, por ejemplo cuando una persona escribe en el teclado. En este caso como la máquina receptora no

sabe cuando termina un dato y cuando empieza otro se hace necesario el uso de bits de inicio y bits de parada, además, se agrega un bit de paridad para detectar errores de transmisión. Por otra parte cuando la información es enviada con una velocidad constante, es decir con cierta regularidad, la máquina podrá predecir cuando es que viene el próximo dato, por lo que no se hace necesario el uso de los bits mencionados anteriormente, a este tipo de comunicación se le llama sincrónica. El tamaño del dato puede variar dependiendo del protocolo de comunicación utilizado, usualmente es de siete u ocho bits.

- 1 Bits de inicio: se agregan al inicio de cada "frame" (un "frame" corresponde a un dato y sus bits asociados), e indican al dispositivo receptor que un nuevo dato ha llegado, por lo que debe sincronizar el mecanismo que separa a cada uno de los bits individualmente. Un bit de inicio es un ESPACIO o un cero binario (voltaje positivo). El voltaje entre "frames" es negativo. Cuando cada "frame" inicia el voltaje pasa de negativo a positivo.
- 2 Bits de datos: el tamaño de los datos varía según el protocolo que se utiliza. Cuando se envían caracteres ASCII se utilizan siete bits, pero cuando se envían datos que no son ASCII se deben usar los ocho bits disponibles.
- 3 Bit de paridad: es una forma de detectar errores de transmisión. Establece una correspondencia entre la cantidad de bits de datos y el bit de paridad en caso de que no se cumpla es porque hubo un error de transmisión.

-Paridad par: al sumar los bits del dato y el bit de paridad el resultado es un número par.

-Paridad impar: al sumar los bits del dato y el bit de paridad el resultado es un número impar.

-Sin paridad: no hay bit de paridad.

-Paridad de ESPACIO: se deja el bit de paridad en cero y se revisa que el receptor reciba ese mismo valor.

-Paridad de MARCA: se deja el bit de paridad en uno.

- 1 Bits de parada: se envían al finalizar un "frame". Pueden ser uno, dos o dos y medio bits. Cuando se habla de dos y medio bits se refiere a que

la longitud del bit es mayor que el de un bit normal. Estos bits corresponden a voltajes negativos (unos lógicos). Siempre hay al menos un bit de parada para asegurar que un “frame” sea reconocido por el bit de inicio positivo.

- 2 Tasa de transferencia: se puede medir en bits por segundo o en baudios. Los baudios se obtienen al dividir la longitud de la señal más pequeña entre un segundo. Por otra parte los bps son la cantidad de dígitos binarios transmitidos en un segundo. Usualmente, los valores de bps se encuentran en las series de 110, 150, 300, 600, 1200, 2400, 4800, 9600 y 19200.

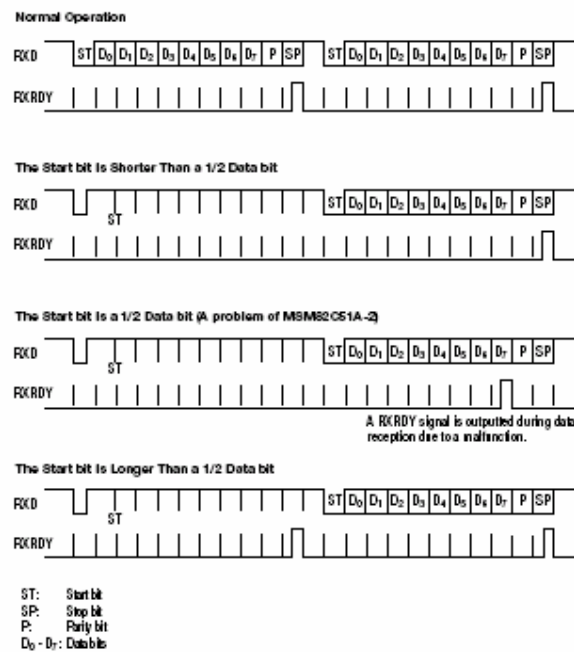


Figura 4.7 Ejemplos de diagramas de tiempo para comunicación serial .

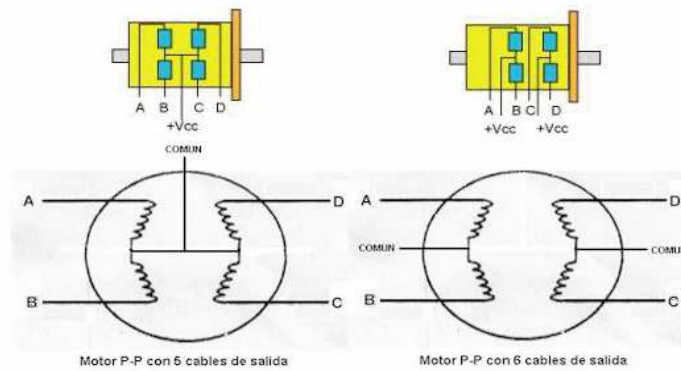
#### 4.4.1.1 Motores stepper

Los motores paso a paso son ideales para la construcción de mecanismos en donde se requieren movimientos muy precisos. La característica principal de estos motores es el hecho de poder moverlos un paso a la vez por cada pulso que se le aplique. Este paso puede variar desde 90° hasta pequeños movimientos de tan solo 1.8°, es decir, que se necesitarán 4 pasos en el primer caso (90°) y 200 para el segundo caso (1.8°), para completar un giro completo de 360°.



Estos motores poseen la habilidad de poder quedar enclavados en una posición o bien quedar totalmente libres. Si una o más de sus bobinas están energizadas, el motor estará enclavado en la posición correspondiente y por el contrario quedará completamente libre si no circula corriente por ninguna de sus bobinas.

Básicamente estos motores están constituidos normalmente por un rotor sobre el que van aplicados distintos imanes permanentes y por un cierto número de bobinas excitadoras arrolladas en su estator. Toda la conmutación (o excitación de las bobinas) deber ser externamente manejada por un controlador.



**Figura 4.8** Constitución de motores stepper unipolares de 5 y 6 hilos.

Los motores paso-paso unipolares suelen tener 6 ó 5 cables de salida, dependiendo de si las derivaciones centrales (común) de sus bobinas están o no conectadas entre sí, según la figura 4.8. Las entradas de activación (A, B, C y D) pueden ser directamente activadas por un microcontrolador.

Existen tres secuencias de movimiento posibles para este tipo de motores: dos para que el motor dé pasos enteros y una para que dé medios pasos.

### 4.4.1.1 Secuencias para pasos enteros

#### 4.4.1.1.1 Secuencia Normal:

Esta es la secuencia más usada y la que generalmente recomienda el fabricante. Con esta secuencia el motor avanza un paso por vez y debido a que siempre hay al menos dos bobinas activadas, se obtiene un alto torque de paso y de retención.

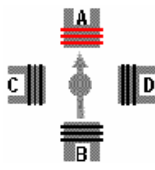
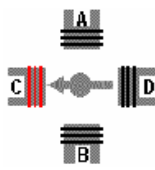
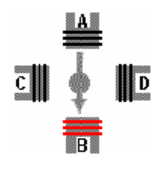
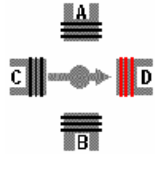
Tabla 4.3 Secuencia normal para pasos enteros en un motor stepper unipolar.

Paso	Bobina A	Bobina B	Bobina C	Bobina D	
1	on	off	on	off	
2	off	on	on	off	
3	off	on	off	on	
4	on	off	off	on	

#### 4.4.1.1.2 Secuencia del Tipo Wave Drive

En esta secuencia se activa solo una bobina a la vez. En algunos motores esto brinda un funcionamiento más suave. La contrapartida es que al estar solo una bobina activada, el torque de paso y retención es menor.

Tabla 4.4. Secuencia wave drive para pasos enteros en un motor stepper unipolar.

Paso	Bobina A	Bobina B	Bobina C	Bobina D	
1	on	off	off	off	
2	off	off	on	off	
3	off	on	off	off	
4	off	off	off	on	

#### 4.4.1.1.3 Secuencia para medios pasos

En esta secuencia se activan las bobinas de tal forma que brindan un movimiento igual a la mitad del paso real. Para ello se activan primero 2 bobinas y luego solo 1 y así sucesivamente. La secuencia consta del doble de los movimientos utilizados para las secuencias de pasos enteros. Cabe resaltar además que el torque que se genera mediante este tipo de secuencia no es constante debido a que alterna la energización de las bobinas entre una y dos.

Cabe resaltar que si se desea cambiar el sentido de giro del motor, sólo se debe invertir la secuencia de activación de las bobinas.

Tabla 4.5. Secuencia para medios pasos de un motor a pasos.

Paso	Bobina A	Bobina B	Bobina C	Bobina D	
1	on	off	off	off	
2	on	off	on	off	
3	off	off	on	off	
4	off	on	on	off	
5	off	on	off	off	
6	off	on	off	on	
7	off	off	off	on	

8	on	Off	off	on	
---	----	-----	-----	----	--

### 3.2.3 Relay (Relevador) de estado sólido

El relay de estado sólido es un dispositivo semiconductor que permite realizar las operaciones de un relay convencional (contadores mecánicos y bobina). Este dispositivo es controlado por una tensión que puede variar de los 4 a los 32Vcd, por lo que resulta ideal para trabajar con el estándar del voltaje TTL.

En la figura 4.9 se muestra la forma del relay y su estructura interna, la que permite observar el desacople óptico que existe entre la parte de control digital y el MOSFET que conmuta como un contactor en la parte la carga. Esta característica de desacople y manejo de la salida a través de MOSFET le permite tener una alta inmunidad al ruido eléctrico y a los cambios de temperatura además de permitir un manejo de hasta 20A/100V para cargas inductivas y resistivas con el uso del disipador. Permite también el manejo de cargas hasta los 15kHz.

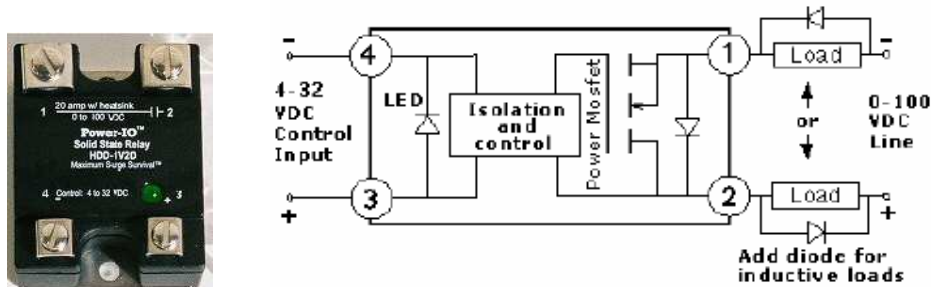
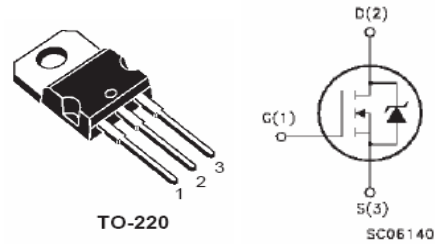


Figura 4.9 Relay de estado sólido.

### 4.4.2 Mosfets

Los Mosfets seleccionados permiten el manejo seguro de las corrientes que se requieren para el control del motor paso a paso del eje x.

Se seleccionó un mosfet que permitiera trabajar con una corriente de aproximadamente 1,5<sup>a</sup>. Este además presenta respuesta extremadamente alta ante picos de voltaje (dV/dt), baja capacitancia intrínseca y carga mínima en la puerta (G). La figura 4.10 muestra la configuración de pines, el tipo de encapsulado y la configuración interna de los Mosfets a utilizar.

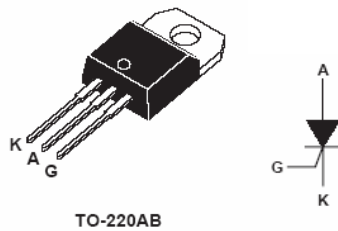


**Figura 4.10 Diagrama de pines y esquema interno del Mosfet.**

### 4.4.3 Rectificador controlado de silicio (SCR)

Los SCR se utilizan en aplicaciones de para CA de media onda. Esta característica los hace adecuados para el control de motores CD. Para la etapa de potencia del motor CD del torno se usa un SCR BT 151, el cual soporta corrientes de hasta 10A y tensiones de 600V, por lo cual es adecuado para el motor cuyas magnitudes nominales corresponden a 90V y 9,6<sup>a</sup>.

La figura 4.11 muestra la configuración de pines y el diagrama esquemático del SCR BTE 151.



**Figura 4.11 Diagrama de pines y esquema interno del SCR**

## **4.5 Procedimiento metodológico**

### **4.5.1 Obtención y análisis de información**

La operación de un torno de control numérico esta basada en la interpretación de los códigos G y M por lo que el primer paso en la investigación se basa en la obtención de información de los mismos. Para lo cual se realizó una búsqueda en Internet acerca del lenguaje, también se cuenta con un manual proporcionado por la escuela de mantenimiento donde se detalla el funcionamiento de los principales códigos.

Se analizaron diversas alternativas de expansión del sistema, además de estudiar el funcionamiento del torno CNC, observando como eran realizados los principales movimientos de la máquina, así como las diferentes características de los procesos a realizar.

### **4.5.2 Evaluación de las alternativas y síntesis de una solución**

El problema se separó en tres partes: implementación de un compilador que permita interpretar un programa en código G y M más completo; las instrucciones traducidas son transmitidas vía puerto serial al sistema de control para luego ser almacenadas en una memoria RAM que permite independizar el sistema de control de la PC una vez que esta ha enviado el programa compilado, esto para evitar la pérdida de datos o el truncamiento de la ejecución del programa en caso de que haya una desconexión de la comunicación serial.

Para traducir los códigos G y M a las instrucciones entendidas por el microcontrolador se analizaron dos opciones: un simple decodificador y un compilador completo. La primera opción fue implementada y se comprobó que es una alternativa muy limitada, su capacidad de entender diferentes tipos de estructuras es mínima y no puede ser utilizada cuando se incluyen llamadas a procedimientos y saltos. La segunda opción, el compilador, fue la escogida ya que permite más flexibilidad en la implementación de las instrucciones necesarias, además permite ser extendido en un futuro para incluir nuevos códigos G y M.

La segunda parte consiste en la ejecución de las instrucciones almacenadas en RAM, lo cual implica la transformación de las mismas en impulsos eléctricos para los motores a pasos e indicar la velocidad de referencia a la que debe girar el motor CD.

La tercera parte comprende el control de la velocidad del motor CD ante las perturbaciones y variaciones en la carga ya que esto es esencial para el correcto funcionamiento del torno.

Se considera que esta solución es de bajo costo y factible de fabricación.

### 4.5.3 Implementación de la solución

Una vez terminada la planta se procedió con la una serie de pruebas para observar el funcionamiento de los distintos motores en conjunto con la estructura mecánica.

En lo que respecta a la regulación de velocidad del motor CD, esta etapa se realizó aplicando conceptos de Control Automático. Las pruebas del motor se empezaron a realizar aún sin contar con la estructura mecánica; sin embargo, los modelos obtenidos no eran muy fiables ni definitivos, pues la prensa acoplada al eje del motor introdujo una inercia muy grande a la planta, lo cual modificó notablemente el modelo de la planta.

Inicialmente para la variación de velocidad del motor CD se utilizaba un driver, el cual requería algunas señales de control digitales y un voltaje de referencia aislado. Durante las pruebas iniciales, donde sólo se incluía la parte de control del motor CD no se presentaron problemas, a pesar de no aislar el voltaje de referencia del circuito de control; sin embargo, al montar el sistema de control completo se presentaron los problemas esperados al no desacoplar el voltaje de referencia. Por ello, se sustituyó este driver por una etapa de potencia implementada con un tiristor, que por el momento solo permite al motor girar en sentido horario.

Las pruebas del control del motor de pasos del eje z se realizaron cuando este ya estaba acoplado al torno. El motor del eje x se debió trabajar por aparte, dado que hasta el momento no se ha incorporado este eje al sistema.

Los circuitos de la unidad de ejecución, el modulo de memoria, el regulador de velocidad del motor CD y el controlador del motor del eje x fueron provisionalmente montados en "*protoboard*". Las etapas control y de potencia del motor CD, así como el medidor de velocidad, fueron montadas en "*wire-wrap*" para asegurar un funcionamiento más estable de las mismas.



## **Descripción detallada del diseño e implementación**

### **Descripción del hardware**

#### **4.5.4 Módulo principal**

Las funciones de este módulo son las siguientes:

- a.** Permite la comunicación serial entre el hardware del torno CNC y la PC
- b.** Realiza el control de los motores de paso tanto para los ejes x-z
- c.** Realiza la lectura y escritura en memoria RAM
- d.** Se comunica con el módulo secundario

#### **Descripción de la Unidad de control**

Para realizar el control de los motores, el almacenamiento en memoria y la comunicación serial se utilizó una Unidad de control implementada por medio de un microcontrolador PIC16F874. Este dispositivo se seleccionó ya que este cuenta con los suficientes puertos y con un módulo de comunicación serial, lo cual permite realizar las funciones indicadas.

El puerto A del microcontrolador controla un decodificador programado en una GAL22V10, con el cual se realiza la carga de los latches y la habilitación del transceiver que recibe las señales de los sensores. Los pines A0-A2 corresponden a las líneas de control del decodificador y el pin A3 controla su ENABLE. Los pines A4 y A5 no se utilizan.

El puerto B del microcontrolador se utiliza como un puerto de salida para el control de los motores, incluyendo la comunicación con el módulo secundario que controla al motor CD. También se utiliza este puerto para realizar el direccionamiento de la memoria RAM.

Los pines del C0 al C3 no se utilizaron. El pin C4 del microcontrolador se utiliza para limpiar los flip-flops de los botones de PAUSA y CONTINUAR, una vez que se atienden estas interrupciones. Aunque no se logró implementar el control de la dirección del motor CD por problemas con la etapa de potencia se dejó disponible el pin C5 para dicho propósito. Los pines C6 y C7 realizan la comunicación serial del microcontrolador con la PC, en este caso el pin C6 es el de transmisión y el C7 es el de recepción.

El puerto D corresponde al bus de datos de la memoria RAM. Además, se utiliza con ayuda de un transceiver, como un bus de interrupciones, generadas por los sensores del torno y los botones de PAUSA y CONTINUAR.

El puerto E del microcontrolador controla las señales de CS (chip select), WR (write enable) y OE (output enable) de la memoria RAM. El pin E2 controla el CS, el pin E1 el WR y el E0 el OE. Todas estas son activas en bajo.

## Descripción del decodificador del controlador

El decodificador del controlador fue implementado con una GAL22V10. Los pines 4,5,6 y 7 de este circuito se utilizaron como entradas, mientras que los pines del 16 al 20 son las salidas. El pin 7 es el ENABLE del decodificador. En la siguiente tabla se resume la decodificación realizada:

Tabla 4.6. Descripción del funcionamiento del decodificador.

ENABLE	ENTRADAS	SALIDAS	COMPONENTE ACTIVADO
0	XXX	00000000	ninguno
1	000	00000001	latch motores stepper
1	001	00000010	latch direccionamiento (LSB)
1	010	00000100	latch motor CD
1	011	00001000	latch direccionamiento (MSB)
1	100	00010000	transceiver sensores
1	101	00100000	-
1	110	01000000	-
1	111	10000000	-

Las conexiones de los puertos y la distribución de los pines del decodificador se pueden apreciar en el esquemático correspondiente al módulo principal.

### 4.5.4.1 Latch del motor CD

Como se mencionó anteriormente para poder compartir el puerto B del microcontrolador con varios componentes se utilizan latches cuya carga se controla mediante un decodificador.

El puerto B del microcontrolador envía, por medio de un latch (74LS373), la señal de referencia para regular la velocidad del motor CD. La carga de este latch se realiza con pin 18 de la GAL22V10.

### 4.5.4.2 Módulo de memoria externa

Para resolver el problema de almacenamiento se utilizó una RAM externa CY7C199 de 32k bytes. La habilitación de esta memoria se realiza con el puerto E del microcontrolador. El bus de datos se conecta al puerto D y el direccionamiento de la memoria se realiza con latches conectados al puerto B. Con el pin 19 del decodificador se carga el latch que almacena los bits menos

significativos del direccionamiento. Igualmente, el pin 17 carga los bits más significativos de la dirección. El CS y el OE de la memoria deben estar en alto cuando se quiere leer las interrupciones de los sensores ya que estos comparten la el puerto con la salida de la RAM

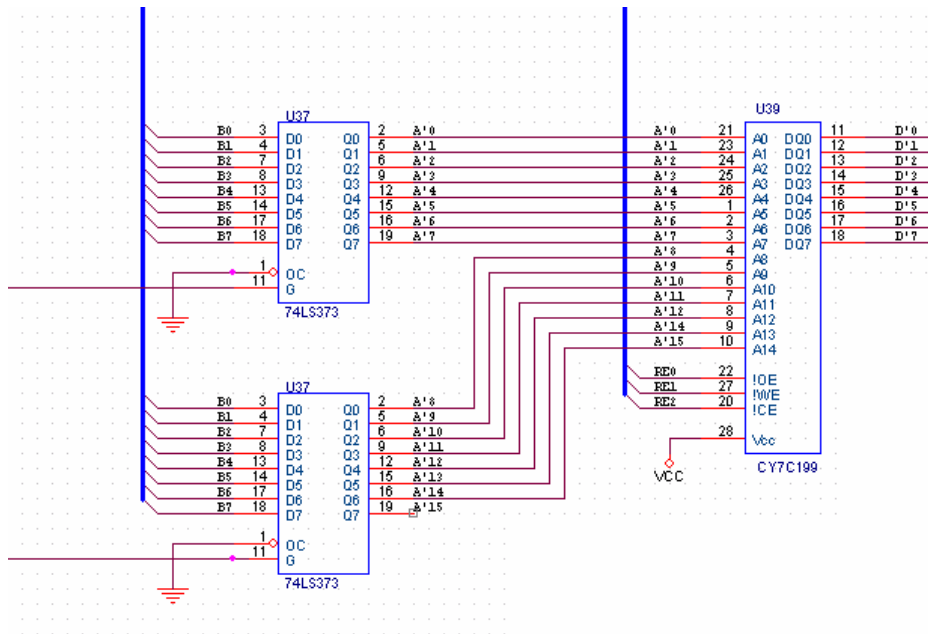


Figura 4.12 Conexión entre los latches y el bus de direcciones de la memoria RAM.

#### 4.5.4.3 Comunicación serial

Para la comunicación serial se utiliza un MAX232 con el cual se convierten las tensiones TTL en tensiones apropiadas para la comunicación serial.

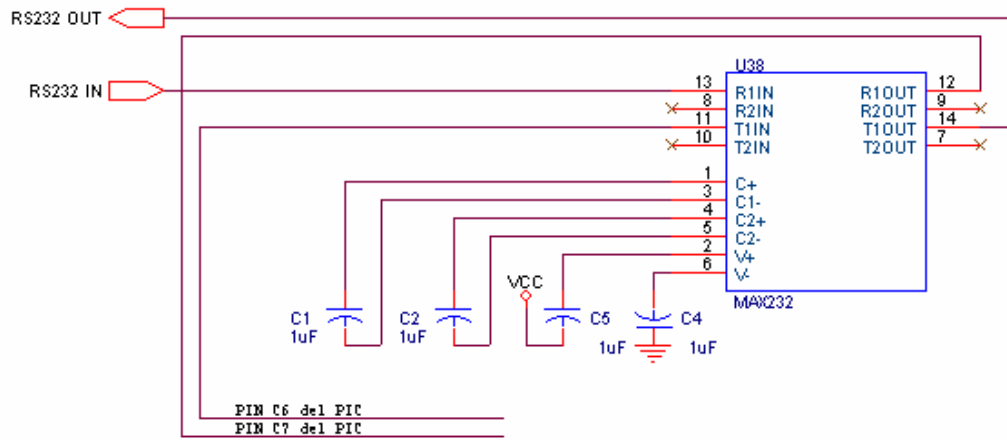


Figura 4.13 Conexión del MAX232 para la comunicación serial.

#### 4.5.4.4 Latches de los motores de paso

Al igual que con el motor CD se utiliza un latch para almacenar la secuencia de activación de las bobinas de los dos motores de paso. El pin 20 del decodificador controla este latch. En este caso las salidas del latch se conectan a una etapa de potencia implementada con transistores 2N2222 para realizar la conmutación de los relés y los mosfets que controlan los motores stepper.

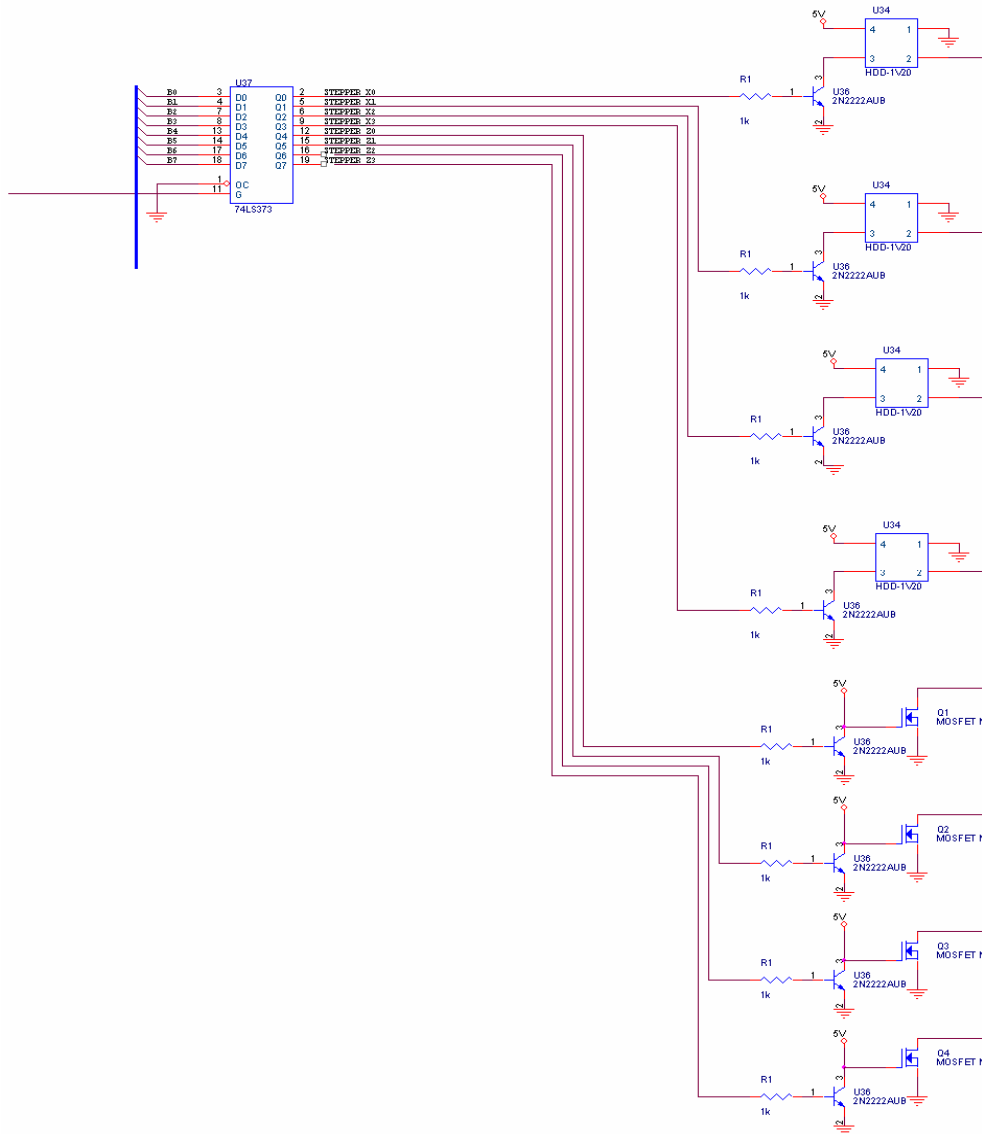
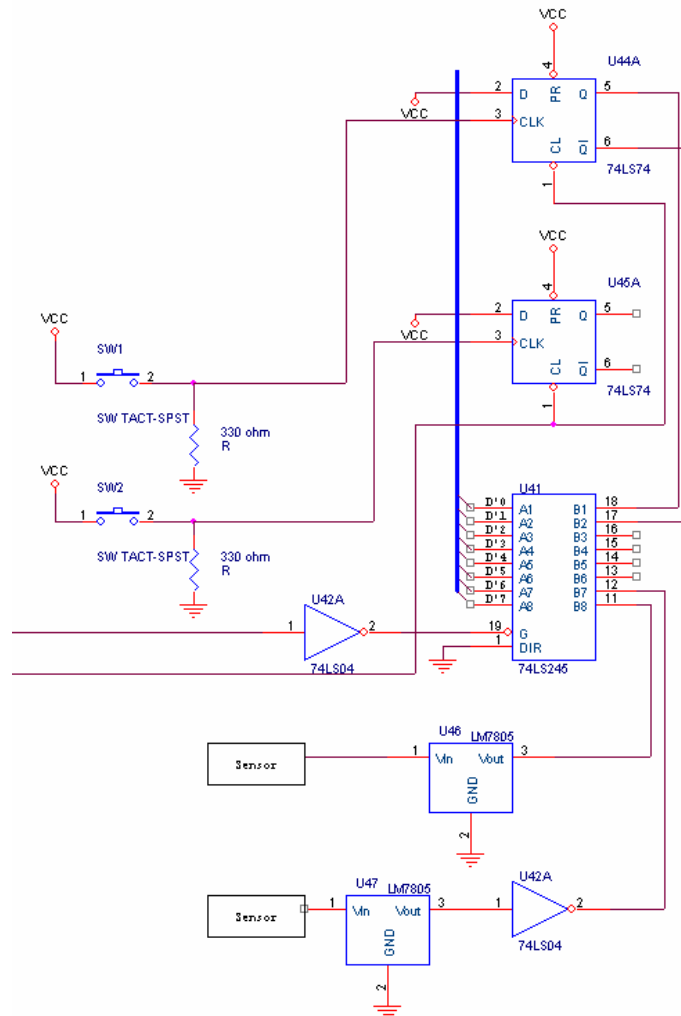


Figura 4.14 Conexión de los latches de los motores de paso con la etapa de potencia.

#### 4.5.4.5 Puerto de los sensores

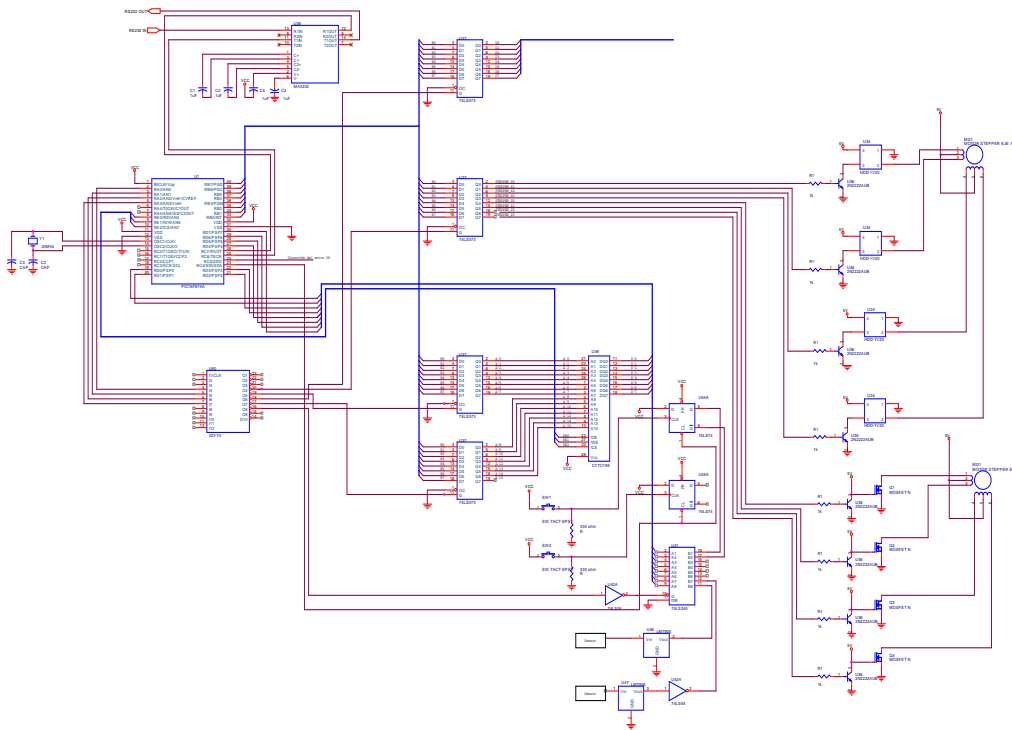
Para leer las interrupciones solicitadas por los sensores se utiliza un transceiver el cual se conecta al puerto D del microcontrolador, permitiendo compartir este puerto con la memoria RAM. En el caso de los interruptores utilizados para generar las solicitudes de PAUSA y CONTINUAR es necesario

utilizar flip-flops que almacenen la solicitud de interrupción hasta que puedan ser atendidas estas interrupciones. El transeiver se habilita con el pin 16 del decodificador. Una vez atendida la interrupción de los botones se limpian los flip-flops con el pin C4 del microcontrolador.



**Figura 4.15 Conexión del transeiver con los sensores y los botones.**

La figura 4.16 muestra el esquemático final para el módulo principal.

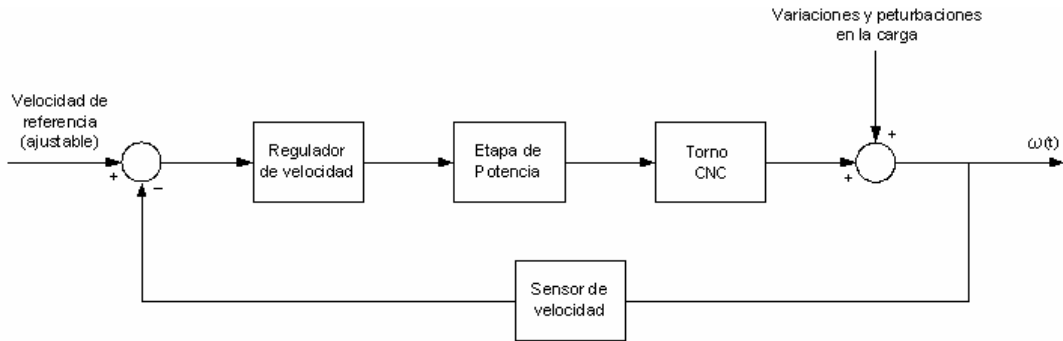


**Figura 4.16** Esquemático del bloque principal

### 4.5.5 Módulo de control del motor CD

El módulo secundario permite el control de velocidad del motor CD utilizando un lazo de regulación. Esta etapa mantiene la velocidad constante a pesar de variaciones en la carga y perturbaciones ocasionadas por las herramientas de corte del torno.

La figura 4.17 muestra el diagrama de bloques que describe el sistema implementado.



**Figura 4.17 Diagrama de bloques del sistema.**

A continuación se describen las diferentes etapas requeridas para operar y controlar el motor CD del torno CNC.

#### 4.5.5.1 Regulador de velocidad

El controlador de velocidad está implementado en un microcontrolador PIC16F874, el cual presenta entre sus características básicas las que se muestran en la tabla 4.7.

**Tabla 4-7 Características generales del microcontrolador PIC16F874.**

Características	
Frecuencia de operación	DC-20MHz
Memoria de Programa FLASH (14 bits)	4K
Memoria de Datos (8 bits)	192
Memoria EEPROM	128
Interrupciones	14
Puertos de entrada y salida	A, B, C, D, y E
Temporizadores	3
Módulos de PWM	2
Convertidor Analógico-Digital	8 canales de entrada
Set de instrucciones	35 instrucciones



#### 4.5.5.2 Sensor de velocidad

Para medir la velocidad del motor CD se utiliza un sensor inductivo cuya salida está normalmente en alto. Al acercarse, a una distancia relativamente pequeña, algún material metálico el sensor reacciona y su salida pasa a ser cero. La distancia a que se coloca el material metálico depende del tipo del mismo.

En la figura 4.19 se muestra la forma en que se colocó este sensor.

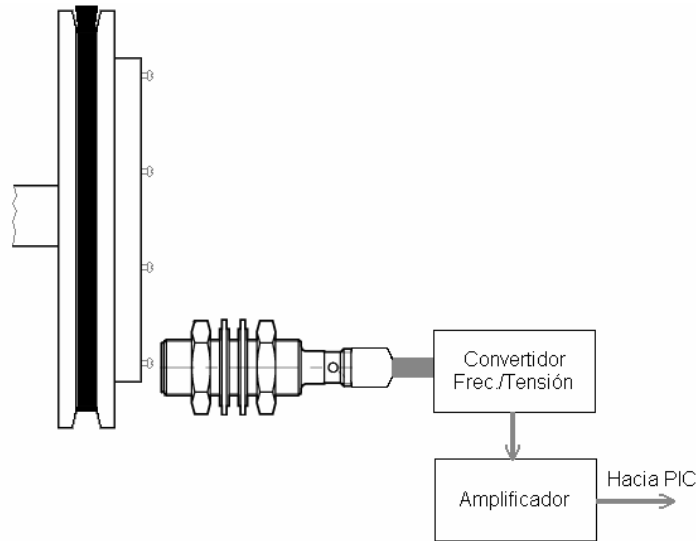


Figura 4.19 Disposición del sensor de velocidad en el motor CD.

El módulo utilizado para acoplar el sensor de velocidad en el motor CD dispone de una rueda metálica con ocho pequeños tornillos distribuidos uniformemente sobre una circunferencia. Como se mencionó anteriormente, la distancia debe ser bastante corta para que el sensor pueda detectar el material, así, ocurren ocho detecciones durante cada revolución del motor. Esto significa que para obtener frecuencia de rotación del motor la salida del sensor se debe multiplicar por un factor de 1/8.

La salida del sensor se conecta a un convertidor de frecuencia a voltaje LM2907, cuya salida está relacionada con la entrada de la siguiente manera:

$$v_o = v_{cc} \cdot f_{in} \cdot C_1 \cdot R_1 \cdot K \quad (4.1)$$

donde:  $K = 1$ ;  $C_1 \approx 10nF$ ;  $R_1 = 100K\Omega$ ;  $v_{cc} = 12V$

así:

$$v_o = 12 \cdot f_{in} \cdot 10e^{-9} \cdot 100e^3 \quad \Rightarrow \quad v_o = 0,012 \cdot f_{in} \quad (4.2)$$

En la figura 4.20 se muestra el comportamiento esperado del convertidor de frecuencia a voltaje.

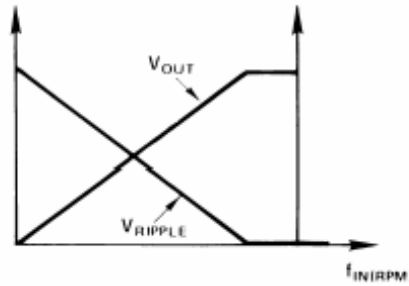


Figura 4.20 Curva teórica del convertidor de frecuencia a voltaje.

Sin embargo, la salida de este convertidor no es completamente lineal ante una frecuencia dada, sino que tiene un ruido asociado, cuya amplitud depende de la frecuencia de entrada de acuerdo con la ecuación:

$$V_{RIPPLE} = \frac{V_{CC}}{2} \times \frac{C1}{C2} \times \left(1 - \frac{V_{CC} \times f_{IN} \times C1}{I_2}\right) \text{ pk-pk} \quad (4.3)$$

Conforme aumenta la frecuencia el rizado disminuye. Dado que la frecuencia nominal del motor es cercana a 1700 rpm, lo cual equivale a 28,33Hz, se utiliza la rueda con tornillos mencionada anteriormente con el fin de disminuir este rizado.

Se requiere que la entrada analógica al microcontrolador varíe de 0 a 5V, por lo cual se introduce una ganancia de aproximadamente 1,6. Finalmente el voltaje correspondiente a cada frecuencia medida será equivalente a:

$$v_o = 0,0192 \cdot f_{in} \quad (4.4)$$

### 4.5.5.3 Diagrama esquemático del sistema de control

En la figura 4.21 se muestra el diagrama esquemático del sistema de control, incluyendo las etapas de medición y potencia. Como se indicó anteriormente, el regulador de velocidad está programado en el microcontrolador, el cual se explicará con más detalles posteriormente.

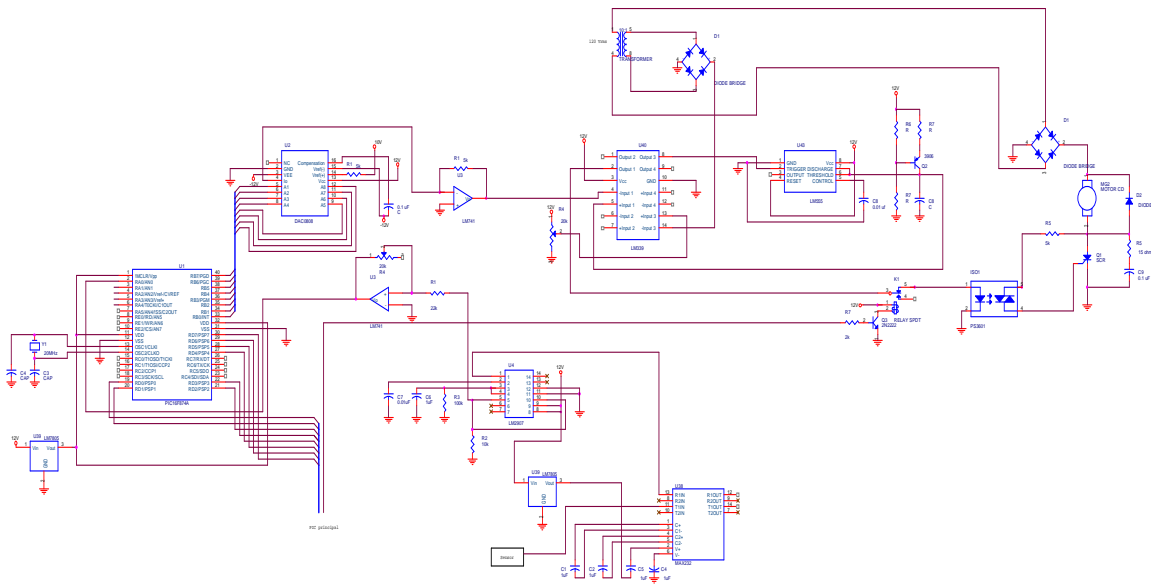
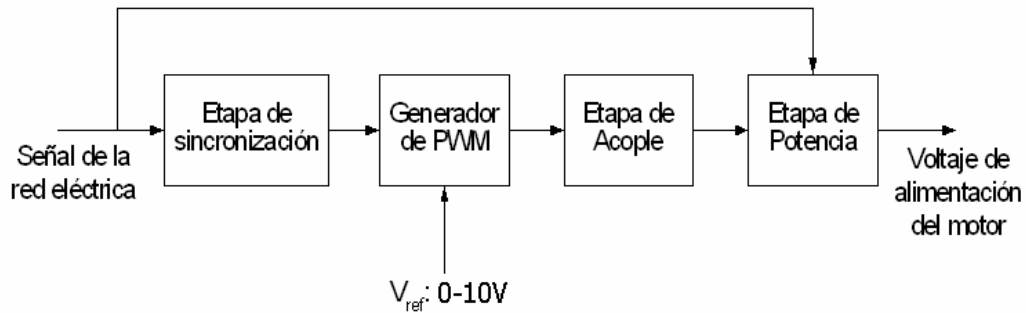


Figura 4.21 Diagrama esquemático del sistema de control, sensor y actuador.

## 4.5.6 Etapas de potencia

### 4.5.6.1 Etapa de potencia para el motor CD de imanes permanentes

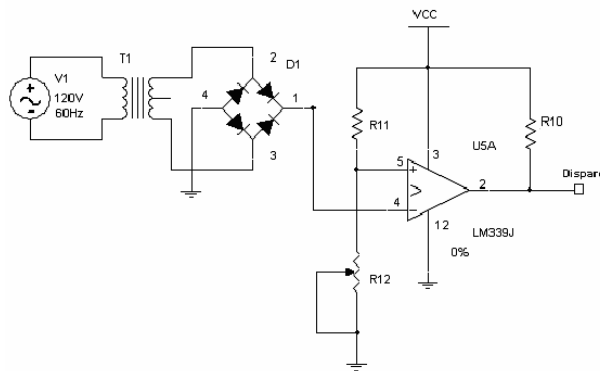
Para controlar la velocidad del motor de CD se diseñó un circuito capaz de controlar la velocidad de un motor CD, de 900W, mediante la variación del ángulo de disparo. El circuito consta de las siguientes etapas: sincronización con la red, generador de PWM, etapa de acople y etapa de potencia, tal como se muestra en la siguiente figura. El ángulo de disparo, el cual varía de 0 a 180°, se ajusta usando una referencia de 0 a 10V.



**Figura 4.22 Diagrama de bloques del sistema.**

La señal de la red se rectifica con el fin de entregar la máxima potencia al motor CD de modo que este trabaje a una mayor velocidad.

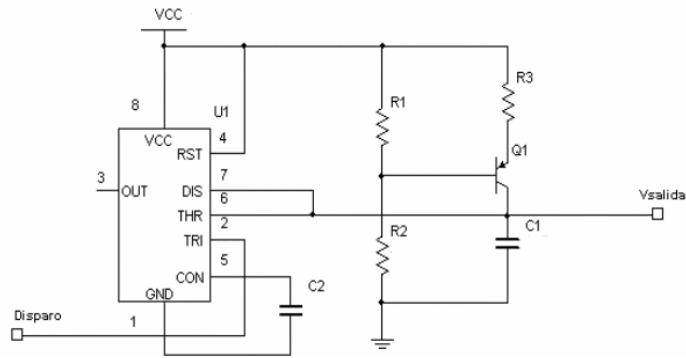
La etapa de sincronización permite que el generador de PWM trabaje a la misma frecuencia que la señal rectificada de onda completa con la que se alimenta el motor. Para lograr esta sincronización se generan señales de disparo, que controlan el temporizador 555 de la siguiente etapa, utilizado un detector de nivel. En la figura 4.23 se muestra el diseño de esta etapa.



**Figura 4.23 Etapa de sincronización.**

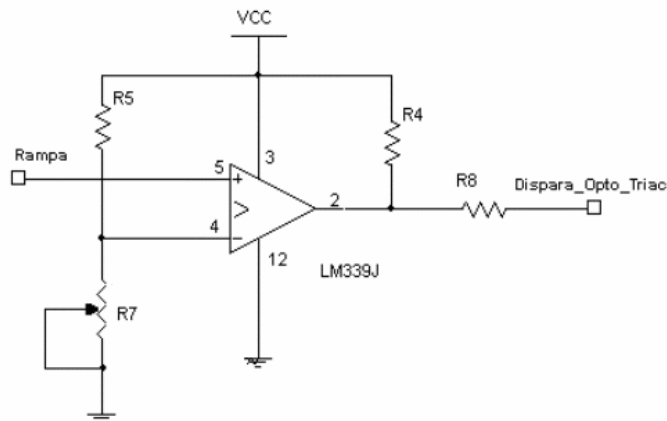
La señal de salida del generador de PWM se produce mediante una señal de rampa y un detector de nivel.

Para obtener la rampa se emplea un temporizador 555 funcionando como monoestable, en el cual se sustituye la resistencia de descarga del capacitor con una fuente de corriente constante, tal como se observa en la figura 4.24.



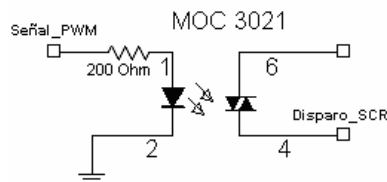
**Figura 4.24** Circuito generador de señal de rampa<sup>1</sup>.

El comparador de la figura siguiente tiene como entradas la señal de salida procedente del generador de diente de sierra y un voltaje de referencia que varía de 0 a 10V. Esto permite obtener una señal cuadrada con ciclo de trabajo ajustable, con la cual se modifica el ángulo de disparo de 0 a 180° para controlar el tiristor.



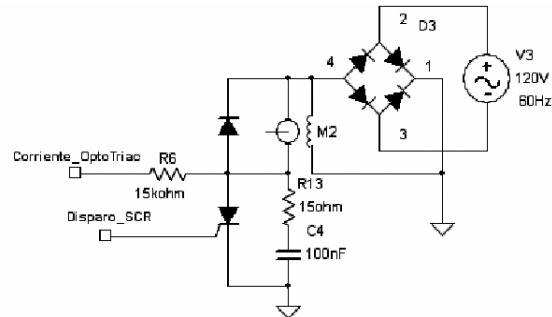
**Figura 4.25** Comparador para modular el ancho de pulso.

Debido a que la etapa de control del ángulo de disparo no puede tener la misma referencia (tierra) que la etapa de potencia que alimenta al motor CD es necesario incorporar una etapa de acople utilizando un optotriac, tal como se muestra en la figura 4.26.



**Figura 4.26** Etapa de acople.

Para regular la potencia entregada al motor se uso un tiristor de 15A con la configuración que se muestra a continuación.



**Figura 4.27** Etapa de potencia para el motor CD.

La resistencia de 15K $\Omega$  se coloca para limitar la corriente de la compuerta del tiristor. Por otro lado se colocaron circuitos de protección para el tiristor. Estos son el diodo de rodamiento libre, para que la corriente de descarga del motor circule a través de este, y el circuito de protección contra los cambios bruscos de voltaje, conformado por la resistencia de 15  $\Omega$  y el capacitor de 100 nF.

También se rectificó la señal de la red, para obtener el voltaje CD, para el motor.

#### **4.5.6.2 Etapa de potencia para el motor de pasos para el eje X**

La activación de las bobinas para el motor de pasos del eje X se realizó utilizando mosfets. En la figura 4.28 se muestra la configuración, en la cual se puede observar que el mosfet se encarga de cerrar el circuito, realizando la conexión a tierra de las bobinas.

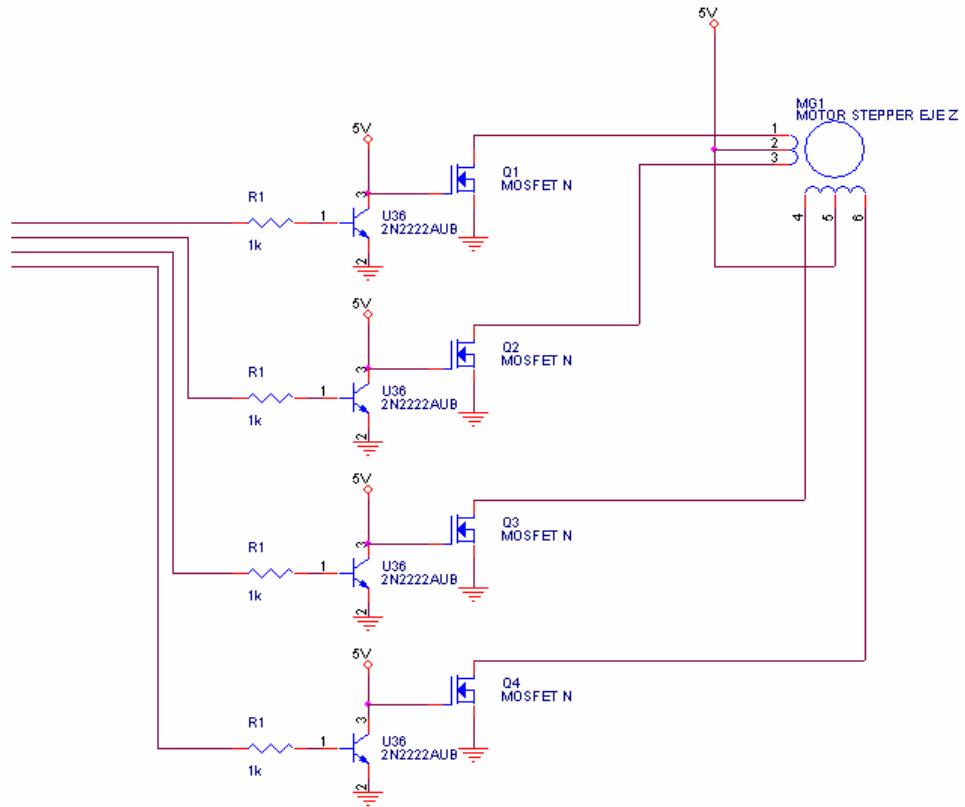


Figura 4.28 Etapa de potencia para el motor de pasos del eje X.

#### 4.5.6.3 Etapa de potencia para el motor de pasos para el eje Z

Para activar las bobinas del eje Z se utilizaron relés de estado sólido. La configuración de esta etapa es muy parecida a la del eje X, pero se usaron relés en lugar de contactores.

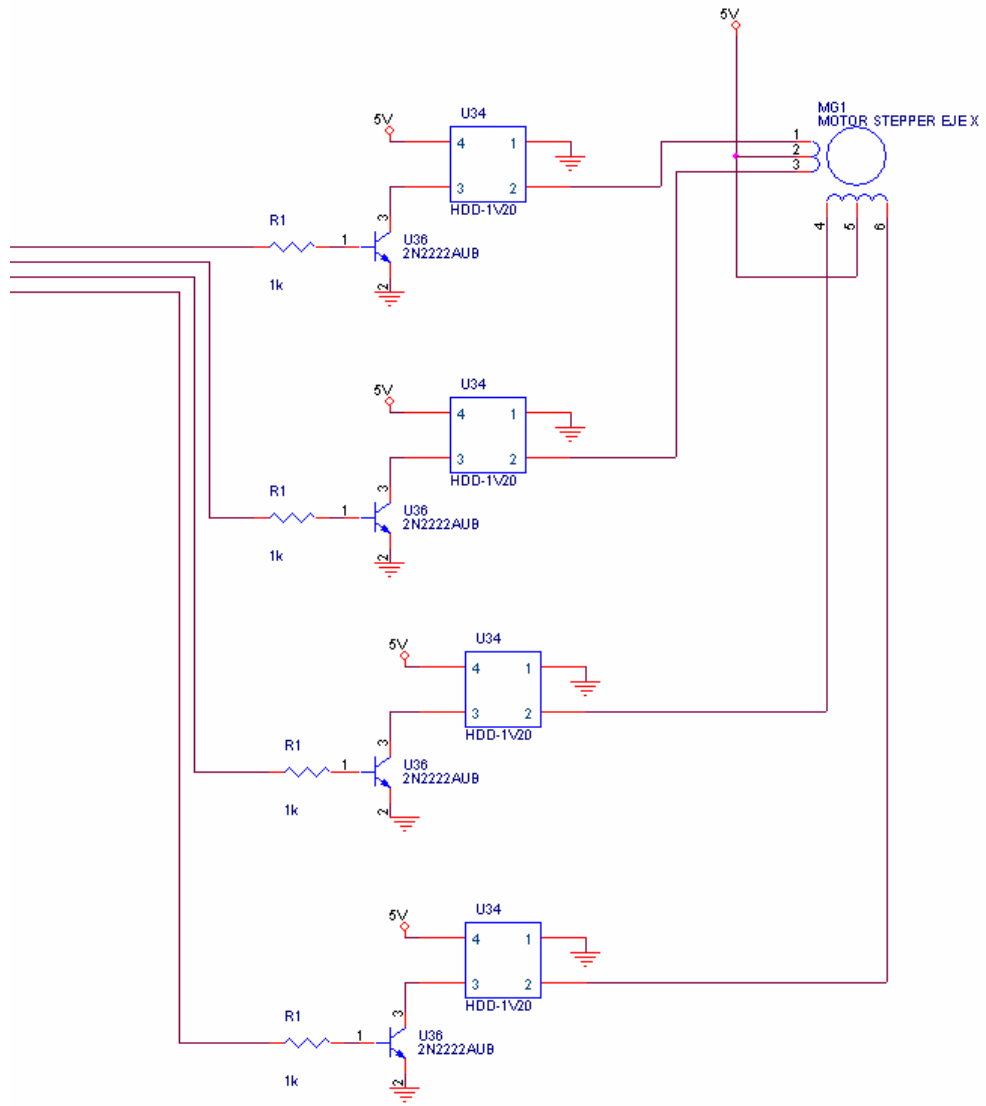


Figura 4.29 Etapa de potencia para el motor de pasos del eje Z.



## 4.5.7 Motores utilizados

### 4.5.7.1 Motor CD de imanes permanentes

Motor de imanes permanentes utilizado para el movimiento del eje en el que se coloca a pieza o husillo. Este motor tiene una potencia de nominal 1Hp suficiente para realizar el giro de las piezas a trabajar, sin problemas de torque.

Entre las características más importantes de este motor están: tensión de operación de 90V (CD) y una corriente máxima de 9.5A, además posee una estructura física de construcción muy robusta que lo hace adecuado para el acople a la máquina del torno. La figura 4.30 muestra un corte transversal del motor a utilizar para el movimiento del husillo.

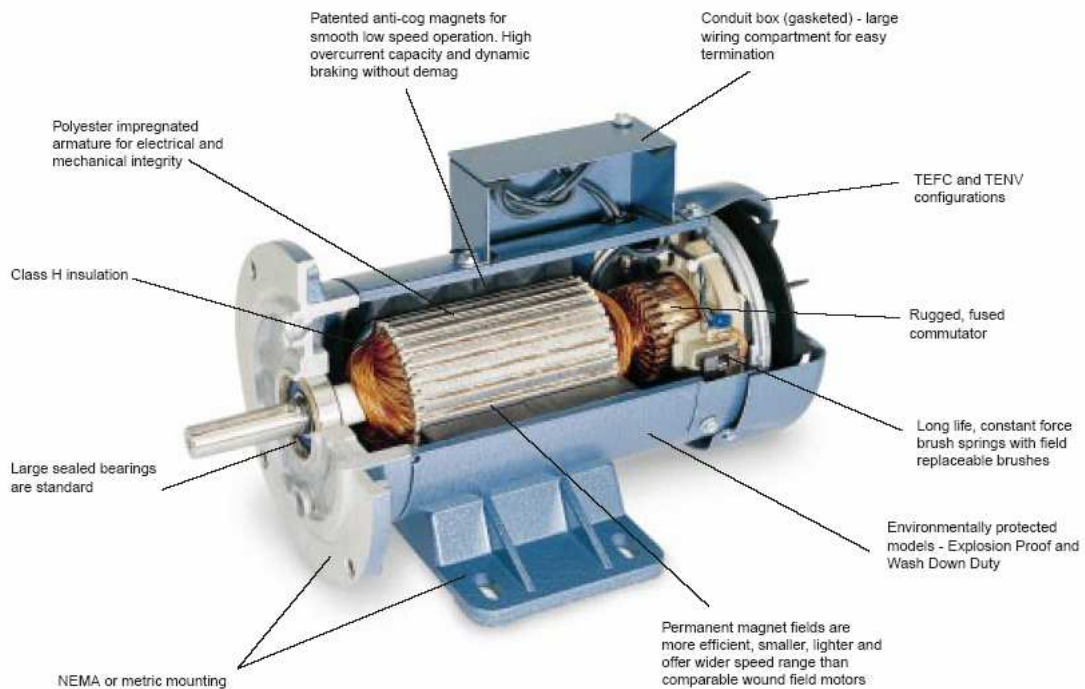


Figura 4.30 PMDC Motor utilizado para el eje central del torno

### 4.5.7.2 Motores de pasos para el movimiento de los ejes

El motor a utilizar para el movimiento de los eje x del torno es el servo motor serie 57BYG, como el que se observa en la figura 4.31. Este tipo de motor tiene la capacidad de producir movimientos rotacionales en pasos de 0.9 hasta

1.8 grados, lo que permite lograr una mayor precisión a la hora de fijar una coordenada para posicionar la herramienta del torno. Este motor requiere un voltaje de alimentación de 5.4V. Además es capaz de moverse a una alta velocidad pero presenta bajo torque.



**Figura 4.31 Motor paso a paso (stepper) para el movimiento del eje x.**

Para el eje Y se utilizó un motor, el cual utiliza una fuente de alimentación que entregue aproximadamente 3,3V y 6A. Las características más importantes de estos motores se detallan en las hojas de datos incluidas en la sección de anexos.

## **4.5.8 Descripción del software**

### **4.5.8.1 Software a nivel de la PC**

La programación de alto nivel para la PC está desarrollada sobre la plataforma .NET 2.0 para Microsoft Windows. Este programa se ejecuta enteramente en la PC y consta de dos componentes principales: el compilador y el transmisor por puerto serie. Ambos están desarrollados en el lenguaje C y están unidos en una sola aplicación para mayor facilidad. A continuación se describe cada componente. La figura 4.32 presenta la interfaz principal de la aplicación.

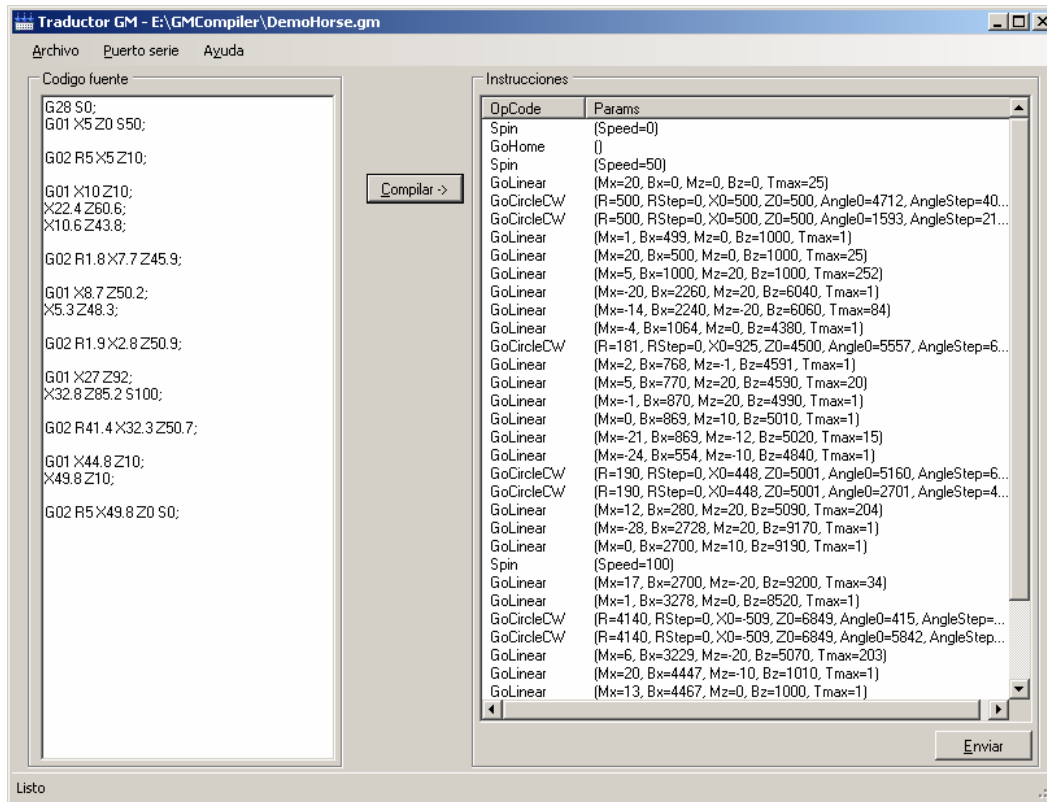


Figura 4.32 Interfaz de usuario del compilador.

#### 4.5.8.2 Compilador

La necesidad de un compilador surge de la complejidad de los códigos G y M. Aunque para un humano estos códigos son bastante simples, no es muy práctico intentar implementarlos en un microcontrolador, por lo tanto se decidió traducir el programa escrito en códigos G y M a un lenguaje simplificado. Para una mayor extensibilidad se decidió implementar un compilador para realizar esta traducción y así permitir futuras extensiones que soporten nuevos códigos G y M o un lenguaje destino distinto. El compilador de códigos G y M tiene 4 etapas que corresponden al análisis léxico, sintáctico, semántico y la traducción.

##### 4.5.8.2.1 Autómatas

Los análisis léxico y sintáctico utilizan autómatas para el reconocimiento de los patrones de código. Las clases para la implementación de los autómatas se encuentran en el espacio `GMCompiler.Automata`. La clase principal es `AutomataBase`. Esta clase mantiene un estado actual, recibe elementos y los compara con las transiciones posibles para determinar el nuevo estado. Finalmente puede indicar si el estado actual representa un estado final, lo cual indica que el patrón que el autómata representa concuerda con los elementos recibidos. Los autómatas son definidos mediante `DataSets` y pueden ser agregados o modificados sin cambiar la programación.

#### **4.5.8.2.2 Análisis léxico**

Las clases del análisis léxico se encuentran en el espacio `GMCompiler.Lexical` y la clase principal es `LexicalAnalyzer`. El trabajo de este analizador consiste en agrupar la cadena de caracteres del código fuente en unidades llamadas `Tokens` que representen un elemento del código. Este analizador recibe una cadena de caracteres y produce una lista de `Tokens`. Hay un autómata definido para cada `Token`, actualmente se definen `EOB`, `Float` e `Instruction`. `EOB` representa el carácter “;” y delimita los bloques GM. `Float` representa números e `Instruction` representa una letra que define una instrucción GM.

#### **4.5.8.2.3 Análisis sintáctico**

Las clases del análisis sintáctico se encuentran en el espacio `GMCompiler.Syntax` y la clase principal es `SyntaxAnalyzer`. Este analizador recibe una lista de `Tokens` y produce una lista de `SyntaxBlocks`, estos bloques representan una serie de instrucciones GM delimitadas por un `EOB`. Cada instrucción esta compuesta por un `Instruction token` y un `Float token`. Las instrucciones no llevan ningún orden ni significado dentro del bloque.

#### **4.5.8.2.4 Análisis semántico**

Las clases del análisis sintáctico se encuentran en el espacio `GMCompiler.Semantic` y la clase principal es `SemanticAnalyzer`. Este es el último paso antes de la traducción del código. Su función es darle significado a las instrucciones encontradas en el análisis sintáctico. La salida consiste en una lista de `GMBlocks`, cada `GMBlock` contiene la información estructurada de los códigos GM soportados. La clase `GMBlock` realiza ciertas validaciones básicas sobre el bloque, por ejemplo no se permite especificar el centro del círculo y el radio en un mismo bloque.

#### **4.5.8.2.5 Traducción**

La traducción es el paso más importante del proceso y se encarga de traducir los `GMBlocks` en `PICInstructions`. El espacio para este paso es `GMCompiler.Translator` y la clase principal es `GMTranslator`. `GMTranslator` revisa cada bloque GM y decide que instrucciones son equivalentes en el lenguaje destino. La clase principal mantiene un registro de los códigos G modales en efecto para saber el tipo de movimiento de cada bloque. También mantiene la posición actual después de cada bloque GM, de esta forma todas las instrucciones que se le envían al microcontrolador pueden usar coordenadas absolutas.

Se debe tener especial cuidado en esta clase al calcular los parámetros de las líneas y círculos para tomar en cuenta los errores de redondeo. Por ejemplo, en las interpolaciones circulares a veces no es posible llegar al destino con la

precisión del ángulo utilizada, por lo tanto es necesario un pequeño movimiento lineal al final del círculo para llegar al destino.

#### 4.5.8.3 Transmisor por puerto serie

El transmisor se encarga de enviar las instrucciones al microcontrolador y de procesar los datos recibidos. Este módulo se encuentra integrado con su interfaz de usuario en la clase `SerialTransmitForm`. Esta pantalla consta de dos partes: (1) el transmisor y receptor de datos y (2) el dibujo de la trayectoria de los motores. La figura 4.33 presenta la interfaz de usuario del transmisor.

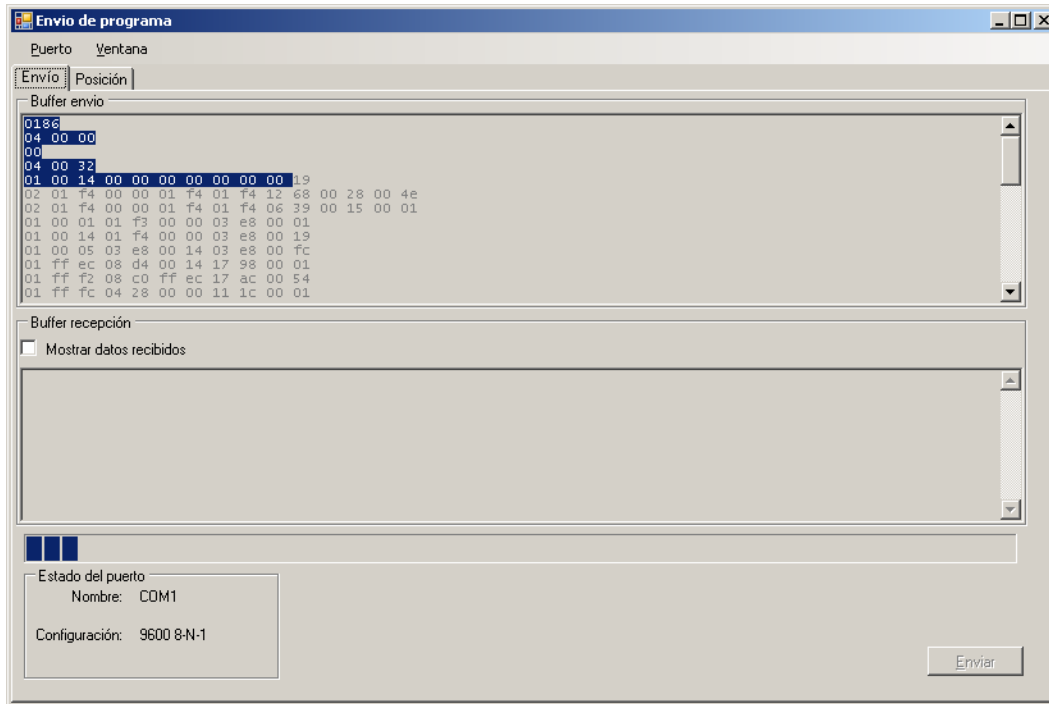


Figura 4.33 Interfaz de usuario del transmisor por puerto serie.

Esta interfaz permite la manipulación del buffer de envío en formato hexadecimal. Al iniciar este buffer contiene las instrucciones GM compiladas. No obstante, queda bajo control del usuario modificar este buffer para alterar los datos enviados al microcontrolador. También se permite deshabilitar el despliegue de los datos recibidos para acelerar el procesamiento de la posición de los motores.

En la sección de “Posición” se grafica la posición de los motores según es reportada por el microcontrolador. Actualmente la comunicación del microcontrolador hacia la computadora se encuentra deshabilitada debido a que la comunicación serie es muy lenta para el movimiento de los motores.

## **4.5.9 Software del microcontrolador**

### **4.5.9.1 Microcontrolador principal**

El microcontrolador principal se encarga de manejar la comunicación con la PC, almacenar y leer el programa en la memoria RAM, procesar las instrucciones enviadas desde la PC y controlar el movimiento de los motores paso a paso. A continuación se describen las principales áreas y procedimientos de esta aplicación

#### **4.5.9.1.1 Inicialización**

La inicialización del microcontrolador hace una prueba general del sistema mediante el procedimiento `BootTest`. Este procedimiento enciende todos los LEDs del circuito por 100ms para que el usuario verifique el correcto funcionamiento de todos los *latches* y conexiones. Terminada esta prueba se utiliza el procedimiento `inicializacion_hardware` para configurar los contadores (timer 2 a 1ms), limpiar todos los *latches*, limpiar los apuntadores de memoria y habilitar las interrupciones (del timer 2.).

#### **4.5.9.1.2 Lazo principal**

El lazo principal del programa comienza justo después de la inicialización y realiza 4 tareas infinitamente:

- a. Procesa la comunicación serie
- b. Revisa la interrupción de pausa
- c. Procesa la instrucción actual
- d. Mueve los motores paso a paso.

La comunicación serie es atendida si se detecta que hay un carácter pendiente en el buffer, cuando lo hay se llama al procedimiento `ProcessCOM`. Si se detecta una interrupción de pausa se entra en un ciclo de espera hasta que se presente la interrupción de continuar. Si los motores paso a paso han llegado a su destino y han transcurrido 20 tiempos de movimiento paso a paso se llama a `ProcessInstruction` y `SetStepperMoveTime` para procesar la instrucción actual o cargar una nueva de memoria. Finalmente se llama a `MoveSteppers` si ha expirado un tiempo de movimiento paso a paso.

El “*tiempo de movimiento paso a paso*” con el que se trabaja actualmente es de 4ms, este tiempo viene dado por la multiplicación del período del timer 2 (1ms) por el valor de `StepperMoveTimerLimit` (4). La rutina de atención a la interrupción del timer 2 enciende una bandera cada vez que expira este tiempo para indicar que se deben mover los motores paso a paso.

#### **4.5.9.1.3 Atención al puerto serie**

El procedimiento `ProcessCOM` se encarga de recibir las instrucciones por el puerto serie. El formato del mensaje es bastante simple, cada programa enviado al microcontrolador sobrescribe el anterior (aunque no haya terminado), y un mensaje consta de una palabra (16 bits) que indica el largo del programa (sin incluir esta palabra de encabezado), seguida de los bytes del programa.

#### **4.5.9.1.4 Procesamiento de las instrucciones**

Cada 20 movimientos de los motores, y si los motores han llegado a su posición final, se ejecuta el procedimiento `ProcessInstruction`. Este procedimiento se encarga de avanzar el parámetro de tiempo virtual de la instrucción actual o cargar una nueva instrucción, en el caso de que el tiempo virtual haya llegado a su máximo.

Cada instrucción de movimiento posee un parámetro de tiempo virtual, el cual indica donde deben estar los motores paso a paso para cada tiempo. Por ejemplo, al traducir el código de movimientos lineales GM se genera la ecuación de una recta ( $X = mT + b$ ) donde para  $T=0$  la ecuación da la posición donde se encuentran los motores al final de la instrucción anterior. Esta ecuación tiene entonces un  $T_{Max}$  donde los motores se encuentran en el destino deseado. Para interpolaciones circulares aplica un concepto similar donde  $T$  aumenta el argumento angular de una función senoidal.

Una vez aumentado el tiempo o cargada la instrucción se llama a un procedimiento particular para cada instrucción donde se calcula la posición de los motores paso a paso para ese tiempo.

#### **4.5.9.1.5 Movimiento de los motores paso a paso**

El movimiento de los motores paso a paso lo realiza el procedimiento `MoveSteppers`. Este procedimiento decide para cada uno de los 20 tiempos de movimiento si es necesario mover cada motor. El procedimiento `SetStepperMoveTime` se encarga de distribuir los movimientos necesarios para llegar al destino en los 20 movimientos posibles, de esta forma se agrega fluidez al movimiento de los motores.

#### **4.5.9.2 Software para el control del motor CD**

Para manejar la velocidad del motor CD se utiliza un lazo de regulación, el cual implica un regulador tipo PI (proporcional-integral). Dicho control está implementado en un microcontrolador 16F874 utilizando el lenguaje PICC. Tanto la obtención del modelo de la planta como el cálculo del compensador se encuentran en los apéndices. A partir del compensador calculado se obtiene una ecuación de diferencias (ver el apéndice). Esta ecuación permite la implementación de un regulador PI usando un microcontrolador.

## 4.5.10 Resultados

En este capítulo, más que presentar tablas o gráficas de resultados se hará una breve explicación de la prueba que se pretendía usar en la demostración. Esto se detallará a continuación.

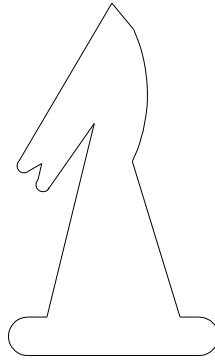
### 4.5.10.1 Prueba realizada

Para comprobar el funcionamiento de todo el sistema se compiló y ejecutó el siguiente código GM:

```
G28 S0;  
G01 X5 Z0 S50;  
  
G02 R5 X5 Z10;  
  
G01 X10 Z10;  
X22.4 Z60.6;  
X10.6 Z43.8;  
  
G02 R1.8 X7.7 Z45.9;  
  
G01 X8.7 Z50.2;  
X5.2 Z48.3;  
  
G02 R1.9 X2.8 Z50.9;  
  
G01 X27 Z92;  
X32.8 Z85.1 S100;  
  
G02 R41.4 X32.3 Z50.7;  
  
G01 X44.8 Z10;  
X49.8 Z10;  
  
G02 R5 X49.8 Z0 S0;
```

Este código dibuja la figura 4.34 incluida a continuación:





**Figura 4.34 Figura de prueba.**

Esta figura en realidad no tiene sentido para un torno ya que la pieza gira constantemente, sin embargo se escogió así para demostrar el control sobre el movimiento de los motores y la compilación del código GM.

Para comprobar los resultados se hizo que los motores reportaran su posición en cada movimiento. Aunque esto no puede realizarse siempre porque degrada el movimiento de los motores, se pudo comprobar que los motores siguen la figura diseñada y la dibujan correctamente. La prueba por lo tanto se considera exitosa.

#### **4.5.11 Problemas encontrados**

5. Para alimentar los motores de paso y el circuito de control se utilizó un fuente switching de las que se usan en las computadoras. El motor que mueve el eje z consume 6A cuando se encuentra bloqueado, mientras que el del eje x consume 1,5A. Cuando ambos motores se mantenían en operación se alteraba mucho el comportamiento del circuito, pues el consumo de corriente exigido por los motores provocaba una pérdida de aproximadamente 1V en el voltaje de alimentación. Por ello cada motor fue alimentado con fuente independiente aunque su desempeño quedó dudoso.
6. No fue posible mover los motores paso a paso con dos bobinas ya que la fuente no da suficiente corriente, con dos bobinas los motores se mueven más rápido y con más fuerza.
7. La gran cantidad de corriente pedida por los motores paso a paso (aun para el pequeño del eje X) hace que la caída de tensión en el cable de tierra sea considerable.
8. Los circuitos de control de ejecución y control de velocidad del motor CD se implementaron en "protoboard" distintas, debido al problema anterior, el motor CD se comportaba de manera inestable mientras los motores de pasos se mantenían en operación.

9. Dadas las características del motor paso a paso del eje z este se mueve muy lento, para la aplicación. La velocidad mejoró un poco al eliminar los diodos de rodamiento libre que estaban conectados a cada bobina.
10. La comunicación por puerto serie es muy lenta en comparación con la velocidad con que deben moverse los motores paso a paso por lo que reportar la posición para cada movimiento degrada el movimiento de los motores.
11. Los sensores utilizados para detectar las posiciones de "Home" y "Tope" no tienen un espacio para ser montados. Provisionalmente estos fueron sujetos a las piezas de la estructura, lo cual era inestable y poco preciso.
12. Como se mencionó anteriormente, para la etapa de potencia del motor CD se estaba utilizando un driver, el cual requería algunas señales de control digitales y un voltaje de referencia aislado. Durante las pruebas iniciales, donde sólo se incluía la parte de control del motor CD no se presentaron problemas, a pesar de no aislar el voltaje de referencia del circuito de control; sin embargo, al montar el sistema de control completo el driver sufrió un daño en una de las pistas de la parte de control del mismo. Aunque esto pudo repararse, al intentar conectar de nuevo el driver este se comportaba de manera inestable. Por ello, se sustituyó este driver por una etapa de potencia implementada con un tiristor, que por el momento solo permite al motor girar en sentido horario. No fue posible implementar el cambio de sentido de giro. Aunque se intentó montar un Puente H con tiristores, estos se quemaban al realizar las pruebas con cargas resistivas.
13. Para el control de velocidad del motor CD se utilizó un regulador PI, que fue implementado digitalmente. En la etapa de medición de la velocidad se usa un convertidor de frecuencia a voltaje, cuya salida tiene un rizado inversamente proporcional a la frecuencia, puesto que el motor trabaja a frecuencias no superiores a los 28,11Hz el ruido a la salida del sensor era notorio; para eliminar esto simplemente se acopló una rueda con 8 tornillo que permite multiplicar el número de detecciones que realiza el sensor durante cada revolución del motor.
14. Al realizar el regulador digital se olvidó escalar algunas variables lo que provocaba que el sistema fuera inestable. Lo mismo sucedió se envió a un puerto de 8 bits el dato de salida en formato float

## **5 RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES**

---

### **5.1 Recomendaciones mecánicas**

1. Aplicar una capa de anticorrosivo entre las uniones de AISI 1020 y 6061 Alloy.
2. Corroborar que el ensamblaje de las piezas cumpla con las tolerancias y excentricidades especificadas.

### **5.2 Conclusiones**

1. Los porcentajes de error obtenidos de las pruebas de simulación respecto de los cálculos analíticos fueron menores a un 10 %. Por lo tanto, son lo suficientemente cercanos a la realidad.
2. Se obtuvo que para las pruebas de desplazamientos todos los porcentajes de error fueron menores a un 18 %. Esto porque para estas pruebas fue necesario integrar varios resultados previos. Por lo cual estos valores se consideran aceptables.
3. Se determinó que las frecuencias naturales del conjunto eje – shock se presentan cuando la velocidad angular es de alrededor de 595 rad /s, 1 765 rad/ s y 3 585 rad /s (estos son valores estimados obtenidos de la gráfica del programa).
4. Se determinó que para evitar corrosión entre los dos materiales utilizados (AISI 1020 y 6061 Alloy) se requiere al menos una capa de anticorrosivo.

### **5.3 Recomendaciones electrónicas**

1. Sería útil implementar un mejor manejo de errores en la compilación de los códigos GM para permitir un proceso de depuración del programa más simple.
2. Es necesario conseguir una fuente adecuada para los motores paso a paso. Una fuente de 5V y 20A aislada de la fuente de control debería ser suficiente.
3. Una vez conseguida la nueva fuente se deben hacer pruebas con los motores utilizando dos bobinas a la vez para determinar si se puede mejorar la velocidad.
4. Para permitir un reporte constante de la posición de los motores se recomienda agregar un microcontrolador que se ocupe únicamente de la

comunicación serie, de esta forma enviar información del progreso no afectaría el movimiento de la máquina.

5. Sería recomendable aislar la fuente del motor del eje X, (por ejemplo, utilizando optoacopladores) para evitar la caída de tensión en el cable de tierra de la etapa de control.
6. Acoplar mecánicamente los sensores a la estructura del torno para asegurar una posición estable y definitiva.
7. Se debe implementar un puente H que permita cambiar el sentido de giro al motor CD, pues actualmente solo gira en sentido horario

## 6 Aportes y Alcances

---

Ante los cambios sociales, económicos y tecnológicos que actualmente enfrenta el país, producto de los procesos mundiales de globalización y de desarrollo de la tecnología, es conveniente que el ITCR cuente con dispositivos generados por la innovación de los profesores y/o estudiantes. Es así como nace el proyecto de investigación denominado creación y construcción de un torno de control numérico.

Las piezas utilizadas para la construcción del torno de control numérico, en ocasiones fueron compradas y otras ocasiones fueron utilizadas piezas donadas por empresas, piezas que en la empresa original no cumplían a cabalidad con la función para lo cual fueron creadas. Es así como se logra disminuir sustancialmente los costos de construcción del torno, lo cual se considera una ventaja competitiva en el mercado, dado que los tornos didácticos que actualmente se encuentran en el mercado exceden en varios miles de dólares el torno realizado, cumpliendo así con uno de los objetivos del proyecto de investigación.

Otros de los aspectos trascendentales del proyecto es la intervención de tres escuelas diferentes en la realización de un proyecto de investigación formando así un equipo interdisciplinario. Como resultado de la integración de este equipo multidisciplinario y la necesidad de cumplir con las expectativas del mercado nacional en la formación de nuevos profesionales capaces de satisfacer las necesidades de las empresas nacionales e internacionales, se plantea la inquietud de proponer una nueva carrera igualmente interdisciplinaria la cual se llamará mecatrónica.

La difusión de esta inquietud fue a través de III Congreso Institucional del Instituto Tecnológico de Costa Rica denominada: "Modelo para la creación de carreras interdisciplinarias". En la ponencia se presentan las ventajas económicas y sociales que tendría la institución con esta carrera.

Además representan las responsabilidades de los departamentos involucrados en la creación de la carrera.

La presentación de la ponencia llena otro de los objetivos del proyecto de investigación es poder integrar en un proyecto de investigación, donde, ingenieros de diferentes escuelas puedan trabajar como un grupo interdisciplinario, y además incursionar en el área de la mecatrónica.

Entre las actividades que se generaron dentro de esta investigación se puede mencionar la exposición de este proyecto en la Feria de Ciencia y Tecnología

que realiza la institución anualmente. El mismo causó gran atracción entre los presentes en la exposición.

Además de ello cabe resaltar el valioso trabajo que fue realizado por los estudiantes, los cuales fueron uno de los apoyos de este proyecto en lo que se refiere dibujo de pieza y ensamble de piezas electrónicas.

Se recomienda continuar en la investigación y el desarrollo de nuevos tornos de control numérico para mejorar el diseño del torno actual y superar los inconvenientes que el mismo dio en su proceso constructivo. Además es importante recalcar que la investigación es la base del conocimiento, de esta manera, entre más se investigue podremos desarrollar máquinas que compitan exitosamente en el mercado nacional o bien universitario como fue el caso de este proyecto.

## 7 BIBLIOGRAFIA

---

- Altintas, Y., "Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design", Cambridge University Press. (2000).
- Bruce, L.W., E.R. Keith, "Active vibration control of machining via dynamic absorbers", Proceedings of the NSF Design and Manufacturing Grantees Conference. (1996).
- Dold, G.R., "Design of a microprocessor-based adaptive control system for active vibration compensation using PMN actuators", M.S. Technical Report, Institute for Systems Research. (1996).
- Grantham, W., T. Vincent, "Modern Control Systems, Analysis and Design", J.W.&Sons, Inc. (1993).
- Hood, A. "Control system for active vibration control of a turning process using PMN actuators", M.S. Technical Report, Institute for Systems Research. (1996).
- Liu, D., "Vibration abatement in a turning process via application of an actively controlled tool holder", Ph. D. Thesis, Michigan Technological University. (1998).
- Matsubara, T., H. Yamamoto, H. Mizumoto, "Chatter suppression by using piezoelectric active damper", The 12th Biennial Conf. on Mechanical Vibration and Noise. Montreal, Quebec, Canada (1989).
- Tewani, S., et al, "Active control of machine tool chatter for a boring bar: experimental results", The 14th Biennial Conf. on Vibration and Noise. Albuquerque. (1993)
- Zamora, E., et al, "Implantación de una metodología de control de vibraciones", XII Congreso de Máquinas-Herramienta y Tecnologías de Fabricación, San Sebastián, España. (2000a).
- Zamora, E., et al, "Adaptive vibration control of machining via PZT translator", ASME, 6th Biennial Symposium on Active Control of Vibration and Noise. (2000b)
- Zamora, E., J. Albizuri, M.H. Fernandes, "Caracterización dinámica de máquinas herramienta y diseño de un sistema de reducción de vibraciones", Memorias del V Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Mérida, Venezuela. (2001).
- Zamora, E., et al, "Application of adaptive control for vibration reduction in machining process using a piezoelectric actuator", International Scientific Book, ISBN: 3-901509-30-5, Austria. (2002).
- Sitios de interés de la firma The Goodyear Company:
- <http://www.goodyear.com/us/powertransmission/index.html>
- <http://www.goodyear.com/us/powertransmission/belts.html>

- <http://www.goodyear.com/us/powertransmission/product.html>
  - Sitios de interés de la firma Bando American:
  - [http://www.bandoamerican.com/products\\_home.htm](http://www.bandoamerican.com/products_home.htm)
  - Sitio WEB de la firma Habasit ABT, Inc.:
  - <http://www.abthabasit.com/>
  - Sitios WEB en Internet de Rubber Manufacturers Association:
  - <http://www.rma.org>
  - <http://www.rma.org/images2/gpg.pdf>
  - Sitios de interés de la firma Optibelt
  - <http://www.optibelt.com>
  - <http://kogi.udea.edu.co/talleres/maquinaria/ACETATOS/AcetTransmisi%C3%B3nMov95.doc>
  - Chapman, S. Máquinas eléctricas. Santa Fe de Bogotá; Colombia. Editorial McGraw-Hill.2000
  - Gofton, P. *Mastering Serial Communication*. San Francisco: SYBEX. Sin fecha.
  - Interiano, Eduardo. "Controlando un sistema térmico". <<[www.ie.itcr.ac.cr/einteriano/control/TrabajosMatlab](http://www.ie.itcr.ac.cr/einteriano/control/TrabajosMatlab)>>.
  - Kuo, Benjamin C.. "Sistemas de Control Automático", Séptima edición. Prentice Hall, 1996, México.
  - Pacific Scientific 1/8 1HP 90V-1750RPM Data Sheet
  - PIC16F87X datasheet.
  - 57BYG070 datasheet.
  - <<[http://www.bb-elec.com/tech\\_articles/FAQ\\_rs232\\_connections\\_work.asp](http://www.bb-elec.com/tech_articles/FAQ_rs232_connections_work.asp) >>
  - <<[http://www.lashen.com/products/tools/CZ\\_32-122.asp](http://www.lashen.com/products/tools/CZ_32-122.asp)>>
  - <<[http://www.cyberresearch.com/store/communications/data-acquisition-control/serial-cables/CBL\\_2602\\_1843.2.htm](http://www.cyberresearch.com/store/communications/data-acquisition-control/serial-cables/CBL_2602_1843.2.htm)>>
  - <<[http://www.roboticajoven.mendoza.edu.ar/motor\\_pp.htm](http://www.roboticajoven.mendoza.edu.ar/motor_pp.htm)>>
  - <[http://autric.com/mircobotica%20%20mecatronica/motores\\_paso\\_a\\_paso.htm](http://autric.com/mircobotica%20%20mecatronica/motores_paso_a_paso.htm)> >
  - << <http://www.chi.itesm.mx/~cim/tutor/comg.htm>>>
- 1 Chapman, S. *Máquinas eléctricas*. Santa Fe de Bogotá; Colombia. Editorial McGraw-Hill.2000
  - 2 Gofton, P. *Mastering Serial Communication*. San Francisco: SYBEX. Sin fecha.



- 3 Interiano, Eduardo. "Controlando un sistema térmico". <<[www.ie.itcr.ac.cr/einteriano/control/TrabajosMatlab](http://www.ie.itcr.ac.cr/einteriano/control/TrabajosMatlab)>>.
- 4 Kuo, Benjamin C.. "*Sistemas de Control Automático*", Sétima edición. Prentice Hall, 1996, México.
- 5 Pacific Scientific 1/8 1HP 90V-1750RPM Data Sheet
- 6 PIC16F87X datasheet.
- 7 57BYG070 datasheet.

#### Direcciones de internet consultadas

- 8 <<[http://www.bb-elec.com/tech\\_articles/FAQ\\_rs232\\_connections\\_work.asp](http://www.bb-elec.com/tech_articles/FAQ_rs232_connections_work.asp)>>
- 9 <<[http://www.lashen.com/products/tools/CZ\\_32-122.asp](http://www.lashen.com/products/tools/CZ_32-122.asp)>>
- 10 <<[http://www.cyberresearch.com/store/communications/data-acquisition-control/serial-cables/CBL\\_2602\\_1843.2.htm](http://www.cyberresearch.com/store/communications/data-acquisition-control/serial-cables/CBL_2602_1843.2.htm)>>
- 11 <<[http://www.roboticajoven.mendoza.edu.ar/motor\\_pp.htm](http://www.roboticajoven.mendoza.edu.ar/motor_pp.htm)>>
- 12 <[http://autric.com/mircobotica%20%20mecatronica/motores\\_paso\\_a\\_paso.htm](http://autric.com/mircobotica%20%20mecatronica/motores_paso_a_paso.htm)> >
- 13 <<<http://www.chi.itesm.mx/~cim/tutor/comg.htm>>>

## 8 Apéndices

---

### A.1 Glosario, abreviaturas y simbología

1. **ADC:** Convertidor Analógico Digital
2. **CNC:** Control Numérico Computarizado
3. **Control numérico computarizado:** metodología de control capaz de gobernar el movimiento exacto de una o varias piezas de una máquina herramienta de forma automática.
4. **Códigos G y M:** estándar para la programación de máquinas de control numérico.
5. **El sistema absoluto (G90):** comanda la secuencia de la herramienta desde su posición inicial a su punto final y la dirección de su movimiento.
6. **El sistema incremental (G91):** comanda las coordenadas de la posición final en el sistema de coordenadas previamente establecido y la dirección de su movimiento.
7. **Husillo:** tornillo acoplado al eje del motor PMCD donde se coloca la pieza a trabajar. El Husillo gira con la pieza para darle la forma con la herramienta.
8. **Microchip:** Empresa dedicada al diseño y fabricación de microcontroladores y semiconductores analógicos.
9. **PMCD Motor:** Motor de corriente directa con imanes permanentes.
10. **PWM: Pulse Width Modulation:** Modulación de ancho de pulso, utilizada para variar el ciclo de trabajo de un dispositivo. En este caso particular, para variar la velocidad o posición de motores.
11. **RPM:** Revoluciones Por Minuto, medida utilizada para describir la velocidad de rotación de un objeto.
12. **Torno:** Máquina que por medio de un mecanismo eléctrico o mecánico o bien una combinación de ambos, hace que algo gire sobre sí mismo, en un eje vertical u horizontal, con el fin de darle una forma simétrica al eje de

rotación del material.

- 13. Torno CNC:** torno automatizado que opera con instrucciones del control numérico computarizado, las cuales son declarada por un operario o el diseñador de la pieza a realizar.
- 14. Troquel:** Instrumento análogo de mayores dimensiones, que se emplea para el estampado de piezas metálicas. Instrumento o máquina con bordes cortantes para recortar con precisión planchas, cartones, cueros, etc.
- 15. TTL:** Transistor-Transistor-Logic, utiliza voltajes de activación de 0-0.9V para un cero lógico y de 2.4-5V para un uno lógico.

## A.2 Set de instrucciones definidas para el torno de control numérico

### A.2.1 Tipos de datos

Las diferentes instrucciones del micro utilizan parámetros que requieren distintas resoluciones, por lo tanto se definieron tipos de datos que indican el tamaño de cada parámetro. De esta forma si se necesita aumentar la precisión en los movimientos solo se debe redefinir el tipo de datos para las posiciones, para cambiar la precisión de la velocidad de giro el tipo de datos TSpeed, etc.

A continuación se indican los tipos de datos definidos y su tamaño.

Tabla A.2.1 Tipos de datos del set de instrucciones del micro.

Tipo de datos	Tamaño (bytes)	Descripción
TPosition	2	Representa posiciones en los ejes X y Z. Solo tiene números positivos.
TTime	1	Intervalos de tiempo. No se relaciona directamente con tiempo real (segundos) sino es un tiempo virtual dentro del micro.
TAngle	2	Representa ángulos para los movimientos circulares, determina la precisión con la que se calculan las funciones trigonométricas.
TSpeed	2	Representa velocidades de giro de la pieza. Utiliza complemento a dos para valores negativos. El rango válido de valores es -255 a +255.

## A.2.2 Instrucciones

Según lo acordado, el set de instrucciones del micro (aquellas que genera el compilador y que son enviadas al micro) son las siguientes.

### GoHome

- 1 **Código:** 0x00
- 2 **Parámetros:** Ninguno.
- 3 **Descripción:**

Envía la herramienta a la posición de “home”. No tiene tiempo definido, lo hace lo más rápido posible. Debe utilizar los sensores de home para detectar cuando se deben detener los motores paso a paso.

### GoLinear

- 3 **Código:** 0x01
- 4 **Parámetros**
  - **M<sub>x</sub>:** [TPosition] Pendiente para la coordenada X.
  - **B<sub>x</sub>:** [TPosition] Coordenada inicial para X.
  - **M<sub>z</sub>:** [TPosition] Pendiente para la coordenada Z.
  - **B<sub>z</sub>:** [TPosition] Coordenada inicial para Z.
  - **T<sub>Max</sub>:** [TTime] Tiempo en el que termina el movimiento.
- 5 **Descripción:**

Realiza un movimiento lineal de la herramienta definido por las siguientes ecuaciones:

$$X(t) = M_x t + B_x$$
$$Z(t) = M_z t + B_z$$

Donde  $0 \leq t \leq T_{Max}$ . El movimiento en X y Z debe estar sincronizado para el mismo  $t$ . Para el caso de líneas rectas en X o Z la pendiente (M) de la coordenada estática debe ser cero y el B debe ser la coordenada estática.

## GoCircleCW y GoCircleCCW

6 **Código:** 0x02 (CW) y 0x03 (CCW)

### 7 **Parámetros**

- **R:** [TPosition] Radio del círculo.
- **X<sub>0</sub>:** [TPosition] Centro del círculo en X.
- **Z<sub>0</sub>:** [TPosition] Centro del círculo en Z.
- **Angle<sub>0</sub>:** [TAngle] Ángulo inicial.
- **Angle<sub>Max</sub>:** [TAngle] Ángulo final del movimiento.

### 8 **Descripción:**

Realiza un movimiento circular de la herramienta definido por las siguientes ecuaciones:

$$X(t) = R \cos(t) + X_0$$
$$Z(t) = R \sin(t) + Z_0$$

Donde para GoCircleCCW  $Angle_0 \leq t \leq Angle_{Max}$  y para GoCircleCW se invierte la dirección. El movimiento en X y Z debe estar sincronizado para el mismo  $t$ .

## Spin

9 **Código:** 0x04

### 10 **Parámetros**

- **Speed:** [TSpeed] Velocidad de giro, negativos en complemento a dos.

### 11 **Descripción:**

Indica la velocidad de giro de la pieza. Puede indicar paro de giro con una velocidad de cero. Velocidades positivas indican giro en sentido horario, velocidades negativas (en complemento a dos) indican giro anti-horario.

## **Pause**

12 **Código:** 0x05

13 **Parámetros:** Ninguno.

14 **Descripción:**

Pausa el procesamiento de instrucciones hasta que el usuario indique que desea continuar o cancelar.

## **End**

15 **Código:** 0x06

16 **Parámetros:** Ninguno.

17 **Descripción:**

Indica el final del programa.

## **A.3 Manual de Usuario**

### **A.3.1 Instalación**

La aplicación en si no requiere instalación, basta con copiar el archivo GMCompiler.exe a cualquier carpeta del disco duro y ejecutarla. Sin embargo, debido a que utiliza la plataforma .NET es necesario que esté instalado el “.NET Framework 2.0” de Microsoft en la computadora donde se desea ejecutar la aplicación. Este paquete puede ser bajado de forma gratuita desde el sitio <http://msdn.microsoft.com>, mide aproximadamente 20Mb.

### **A.3.2 Instrucciones generales de uso**

La aplicación está diseñada para ser muy sencilla de utilizar. El uso común de la aplicación es abrir un archivo con código GM, compilarlo y enviarlo por puerto serie. Seguir esta secuencia no debería presentar problema siempre y cuando todos los factores externos (código GM y comunicación serie) se encuentren en buen estado.

### A.3.3 Pantalla principal

La pantalla principal de la aplicación se presenta en la figura A.3.2.

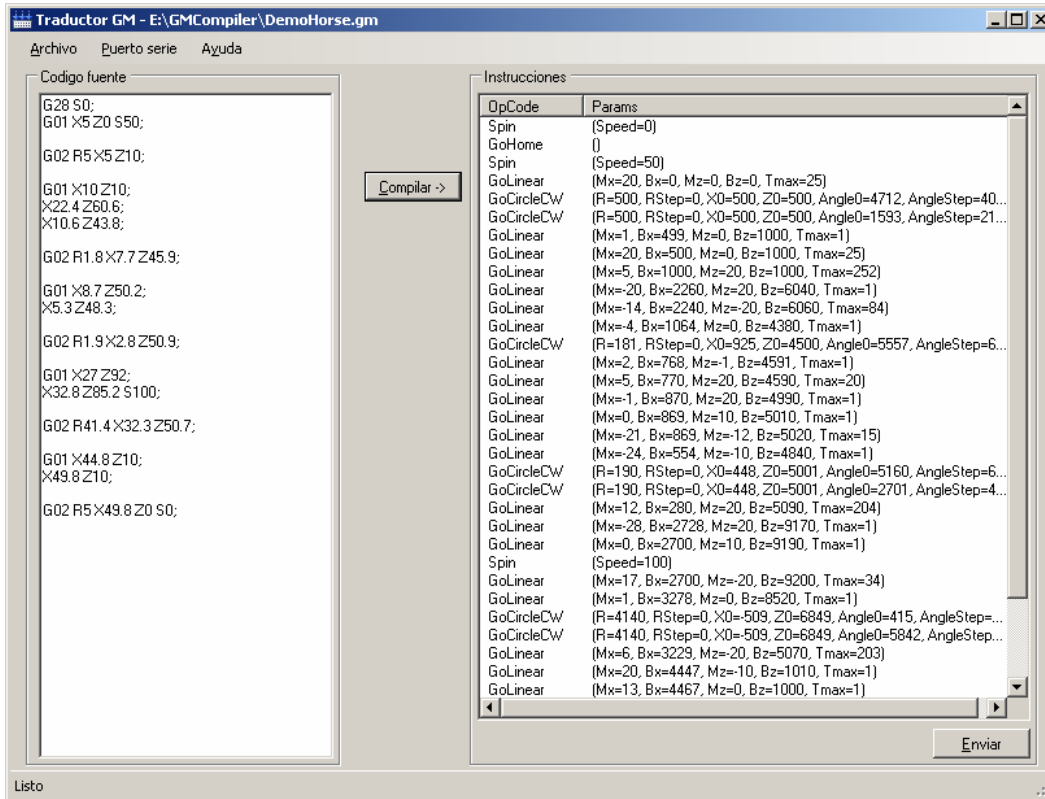


Figura A.3.1 Interfaz de usuario del compilador.

La sección denominada “Código fuente” corresponde al código GM que ha de ser compilado. La sección denominada “Instrucciones” presenta las instrucciones de bajo nivel que resultan de la compilación del código fuente.

#### A.3.3.1 Manejo de archivos

La aplicación provee un manejo de archivos básico para facilitar la entrada del código GM. Además de poder digitar el código GM se permite cargar el código de un archivo, guardar cambios al archivo y guardar cambios a un archivo distinto. Esto permite utilizar el código GM diseñado y verificado con



otra aplicación para ser compilado y enviado al torno. Además permite crear archivos de prueba que se pueden cargar luego. Todas estas opciones son accesibles desde el menú de “Archivo”.

### A.3.3.2 Compilación del programa

La compilación del programa se realiza mediante el botón “Compilar ->”. El manejo de errores de compilación es muy limitado, cualquier error en el código GM detiene la compilación y muestra el error en pantalla. Actualmente no se indica en que línea del código fuente se produjo el error por lo que en caso de duda es recomendable guardar el archivo y comenzar a eliminar pedazos del programa para ver cual produce el fallo.

Las tablas A.3.2 y A.3.3 presentan los códigos GM actualmente soportados.

**Tabla A.3.1 Códigos de movimiento soportados.**

<b>Código</b>	<b>Descripción</b>
G00	Movimiento lineal rápido a un punto.
G01	Movimiento lineal a un punto.
G02	Movimiento circular horario.
G03	Movimiento circular anti-horario.
G28	Regresar a cero máquina.

**Tabla A.3.2 Códigos de control soportados.**

<b>Código</b>	<b>Descripción</b>
G90	Modo de posicionamiento absoluto.
G91	Modo de posicionamiento relativo.
M00	Pausa del programa.

M02	Fin del programa.
-----	-------------------

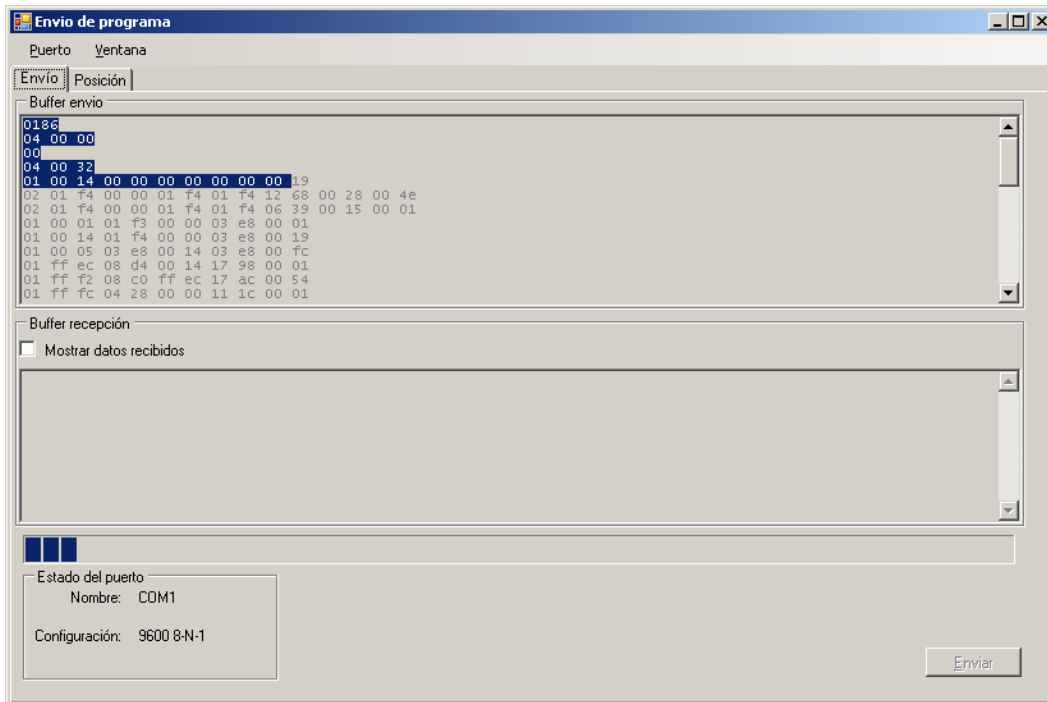
La aplicación es fácilmente extensible para soportar nuevos códigos GM por lo que estas tablas pueden quedar desactualizadas en un futuro, si se tiene duda respecto al soporte de un código GM en particular se recomienda crear un programa de prueba que utilice este código e intentar compilarlo, la aplicación reportará un error si el código no es soportado.

#### **A.3.3.3 Envío por puerto serie**

El llamado de la pantalla de envío de datos por el puerto serie se puede realizar de dos maneras. Por el menú de “Puerto serie – Diagnóstico” se llama a la pantalla con un buffer de envío vacío para probar la comunicación serie. Por el menú de “Puerto serie – Enviar código” o por el botón de “Enviar” se abre la pantalla con el programa compilado en el buffer de envío. Esta última opción es la que se utiliza regularmente.

#### **A.3.4 Pantalla de envío de programa**

Esta pantalla permite el envío y recepción de datos por el puerto serie. La figura A.3.3 presenta esta pantalla.



**Figura A.3.2 Interfaz del transmisor por puerto serie.**

Cada sección de la pantalla es descrita a continuación.

#### **A.3.4.1 Manejo del puerto**

Al iniciar la pantalla, esta trata de tomar control del puerto serie y comienza a recibir datos. Es posible liberar el puerto serie mediante el menú “Puerto – Cerrar” y se puede retomar control mediante el menú “Puerto – Abrir”. Esto es necesario si se desea usar alguna herramienta externa para controlar el puerto serie mientras está abierta la ventana.

#### **A.3.4.2 Buffer de envío**

El buffer de envío utiliza un formato hexadecimal y agrupa los datos en bytes de 8 bits. Los espacios y cambios de línea son opcionales para ayudar a la legibilidad pero no afectan los datos enviados.

Usualmente este buffer contiene el código compilado listo para ser enviado al torno. Es posible alterar este código de forma manual por motivos de

pruebas o depuración pero usualmente esto no es necesario ni recomendable.

#### **A.3.4.3 Buffer de recepción**

El buffer de recepción despliega los datos recibidos del puerto serie en formato ASCII (texto). Es posible deshabilitar este despliegue en caso de que el tráfico del puerto sea muy alto para mejorar el desempeño de la aplicación. Es permitido modificar los datos de este buffer pero esto no tiene efecto alguno en el programa.

Aunque el despliegue del buffer esté deshabilitado, los datos recibidos todavía son procesados para actualizar la imagen de posición.

#### **A.3.4.4 Estado del puerto**

La sección llamada “Estado del puerto” presenta la configuración actual del puerto. El nombre indica cual puerto se está utilizando y la configuración indica la tasa de transferencia, los bits de datos, la paridad y los bits de parada, en ese orden.

#### **A.3.4.5 Dibujo de posición**

El dibujo de posición es una herramienta de depuración que permite ver la posición de los motores mientras estos se mueven en los ejes. Sin embargo, el constante envío de la posición del motor por parte del torno es muy ineficiente con la arquitectura actual y degrada el movimiento de los motores por lo que se encuentra deshabilitado.

## A.4 Modelo del motor CD y cálculo de su compensador

### A.4.1 Modelo de la planta

El modelo de la planta se estimó empíricamente. Para ello se tomaron varias muestras de la respuesta del sistema ante un escalón de 90V. En la figura A.4.1 se muestra uno de los resultados obtenidos, cuyos datos fueron los que se usaron para obtener el modelo definitivo de la planta.

La forma de onda del canal 1 corresponde a la amplitud del escalón atenuada 10 veces; mientras que la del canal 2 es la respuesta del sensor de velocidad, donde se puede ver que ante esta entrada la salida es de aproximadamente 5V.

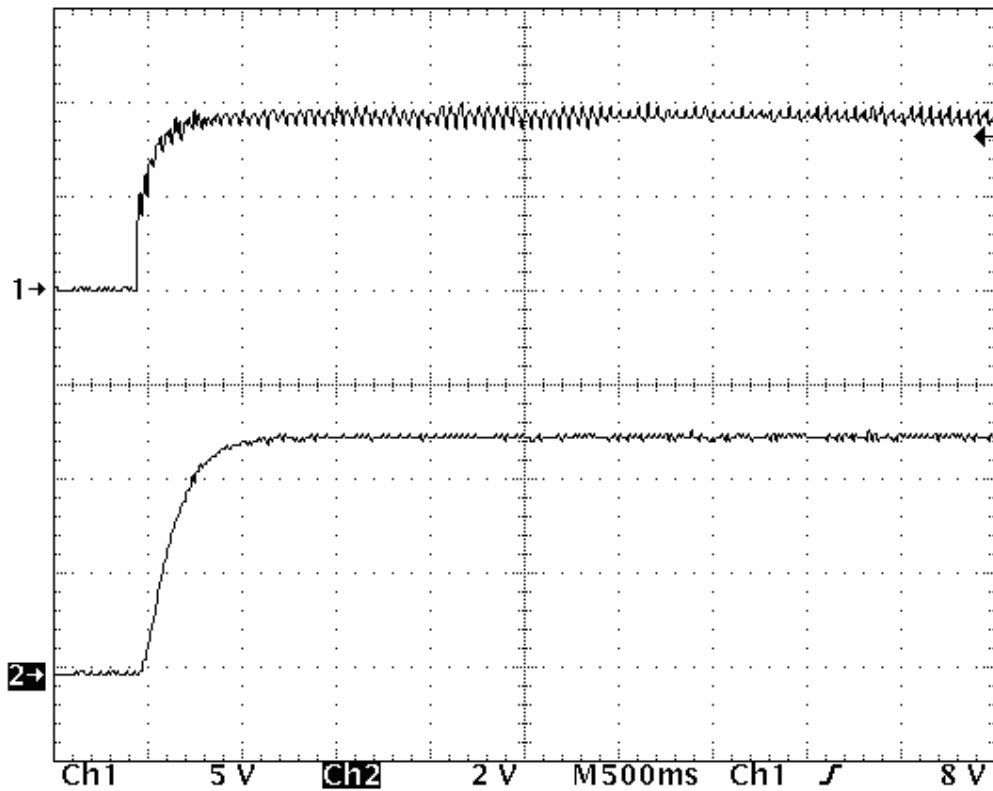
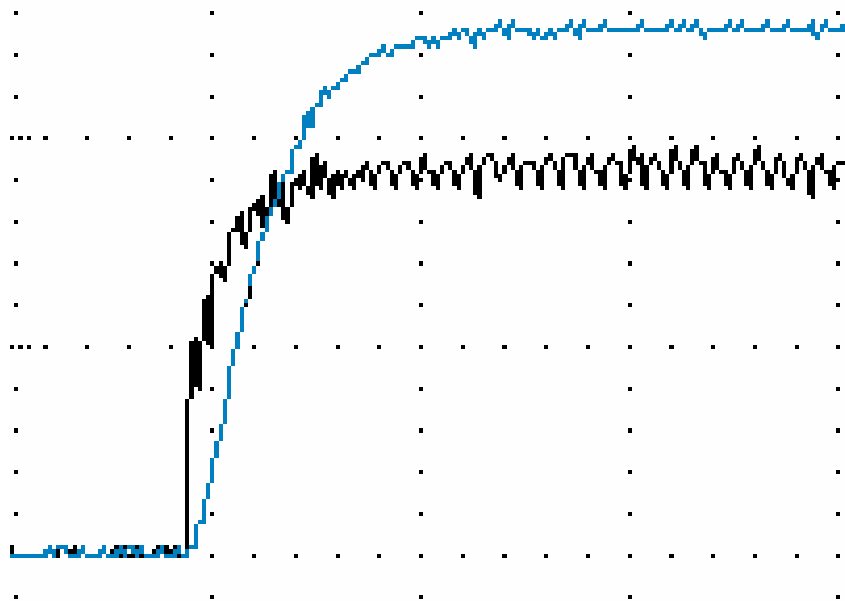


Figura A.4. 1 Respuesta del sistema ante un escalón de 90V.

Como se observa en la figura A.4.2, el sistema presenta una respuesta tipo “S”, por lo que puede ser representado de manera aproximada por un modelo de retardo de primer orden con tiempo, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$G(s) = \frac{k \cdot e^{-s \cdot d}}{(s + a)} \quad (\text{A.4.1})$$



**Figura A.4. 2 Forma de la respuesta del sistema ante un escalón.**

Entonces, el modelo experimental en tiempo continuo es:

$$G(s) = \frac{8,7073 \cdot e^{-0,026s}}{(s + 3,704)} \quad (\text{A.4.2})$$

Al transformarlo a forma discreta, usando la función c2d de MatLab, con un tiempo de muestreo de 13,1ms, el modelo queda como sigue:

$$G(z) = 0.055673 \cdot \frac{(z+1)}{z^2 \cdot (z-0.9526)} \quad (\text{A.4.3})$$

#### A.4.2 Diseño e implementación del compensador

Para regular el sistema se utiliza un compensador PI, cuya ecuación se muestra a continuación:

$$K_{PI}(z) = 0.01 \cdot \frac{(z - 0.9526)}{(z - 1)} \quad (\text{A.4.4})$$

Para implementar digitalmente el compensador se obtuvo la ecuación de diferencias:

$$K_p = \frac{M(z)}{E(z)} = 0.01 \cdot \frac{(z - 0.9526)}{(z - 1)} \quad (\text{A.4.5})$$

$$m(k) = 0.01 \cdot e(k) - 0.9526 \cdot 0.01 \cdot e(k - 1) + m(k - 1) \quad (\text{A.4.6})$$

#### Consideraciones al implementar el compensador en el microcontrolador

Puesto que las entradas tienen unidades diferentes a las que se pretende regular estas deben ser escaladas a las unidades correspondientes. Por ejemplo, el dato enviado al compensador por la etapa de medición corresponde a una tensión; sin embargo, los datos con que este debe trabajar se refieren a rad/s. Para determinar este factor se obtuvo la curva de tensión versus velocidad de la etapa de medición, a partir de la cual se determinó que la relación entre la tensión y la velocidad (expresada en RPM) es:

$$Vel_{in} = \frac{(V_{in} - 0,0206)}{0,01877} \quad (\text{A.4.7})$$

También se debe tomar en cuenta que el dato se representa de forma



digital mediante 1byte y por lo tanto se debe considerar la relación entre voltios y resolución. Aplicando regla de tres:

$$5 : 255 :: \text{voltios} : \text{resolución} \quad (\text{A.4.8})$$

se obtiene:

$$y(k)_{\text{voltios}} = y(k)_{\text{resolución}} \cdot 0.019608 \quad (\text{A.4.9})$$

donde  $y(k)$  es la salida que se usa para el lazo de realimentación.

Sustituyendo la ecuación (13) en la ecuación (11) y multiplicando este resultado por  $2\pi$  se obtiene la velocidad en rad/s. Además, dado que la velocidad medida por el sensor está multiplicada 8, se debe dividir el resultado anterior por el mismo factor. Finalmente, se tiene que:

$$y(k)_{\text{rad/s}} = \frac{(y(k)_{\text{voltios}} - 0,00206) \cdot 2 \cdot \text{Pi}}{0,01877 \cdot 8} \quad (\text{A.4.10})$$

$$y(k)_{\text{rad/s}} = 0,818732 \cdot y(k)_{\text{resolución}} - 0.086016 \quad (\text{A.4.11})$$

Para la entrada de referencia,  $r(k)$ , se utiliza la misma resolución, escala y unidades que  $y(k)$  por lo que se usa la ecuación (15) para la conversión:

$$r(k)_{\text{rad/s}} = 0,818732 \cdot r(k)_{\text{resolución}} - 0.086016 \quad (\text{A.4.12})$$

El resultado de  $m(k)$ , el cual se espera que varíe de 0 a 10, debe ser representado en forma digital a la salida del microcontrolador; por lo tanto  $m(k)$

debe ser multiplicado por una constante de 25,5 de modo que la salida cambie desde 0 a 255.

### **A.4.3 Simulación del compensador**

Utilizando la herramienta Simulink de Matlab se simuló el comportamiento del compensador. En las figuras A.4.3 y A.4.4 se presentan el diagrama esquemático del sistema completo y del compensador respectivamente.

### **Consideraciones**

1. Las variaciones en la velocidad de referencia y las perturbaciones se simularon usando escalones.
2. Los triángulos sombreados representan las ganancias usadas para escalar los distintos parámetros.

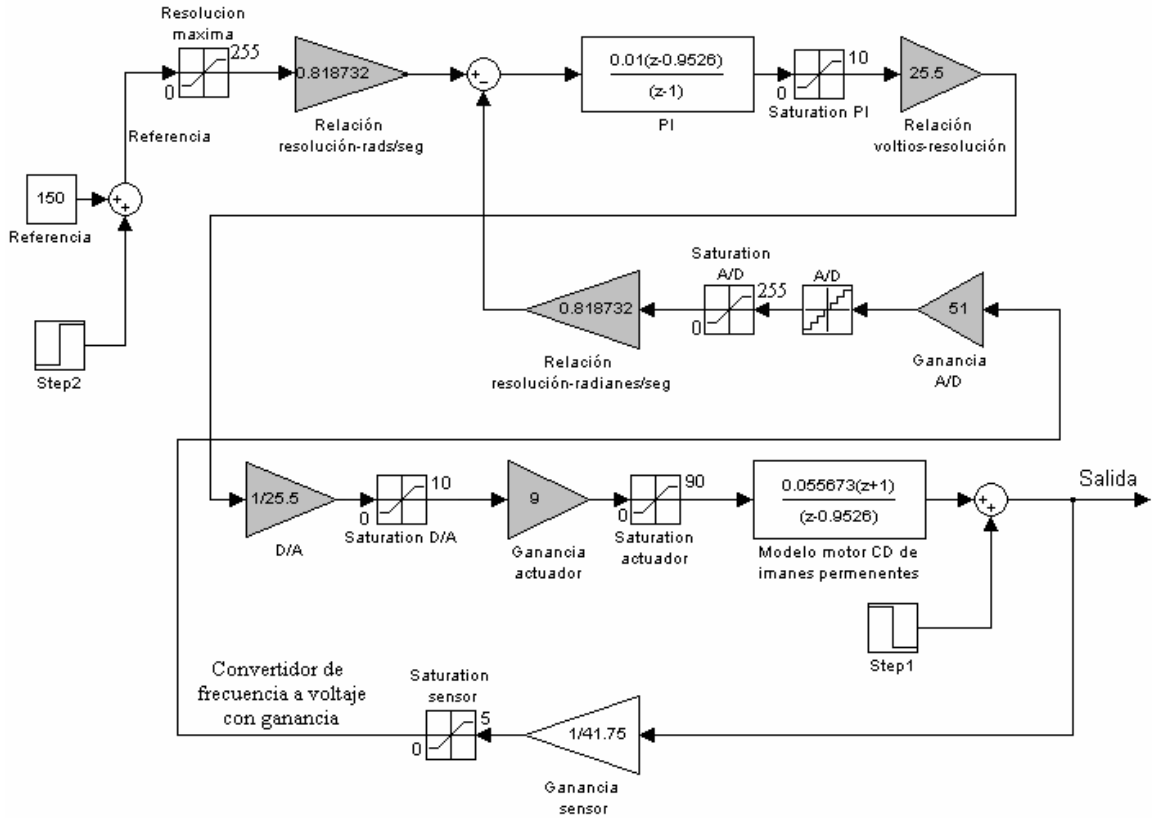


Figura A.4.3 Diagrama esquemático del sistema completo usando Simulink.

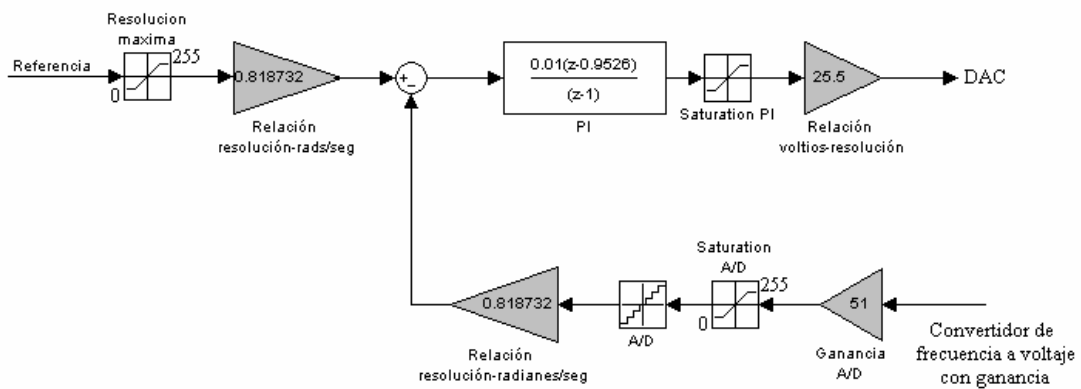
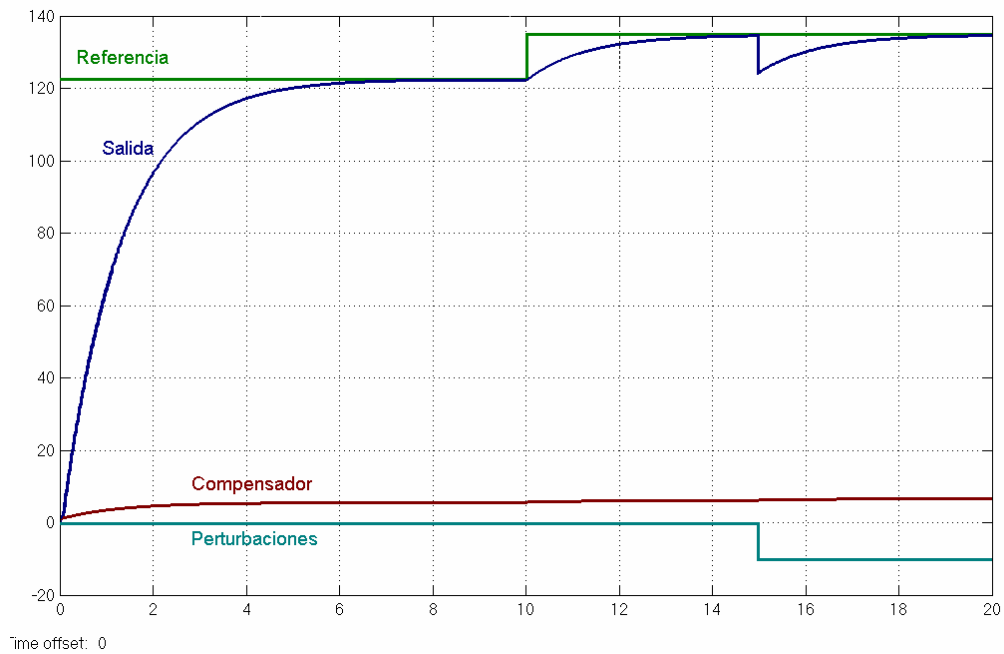
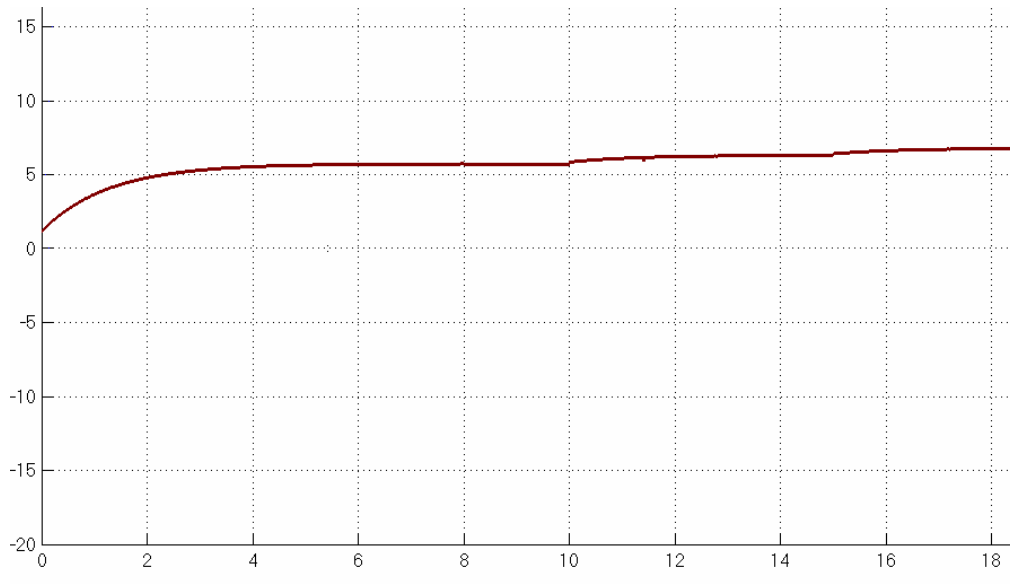


Figura A.4.4 Diagrama esquemático del microcontrolador usando Simulink.

En la figura A.4.5 se muestran los resultados de la simulación de la respuesta del sistema ante un cambio en la referencia o una perturbación externa. En la figura A.4.6 se muestra más detalladamente el comportamiento del compensador para el mismo ejemplo.



**Figura A.4.5 Resultados de la simulación.**



**Figura A.4.6 Comportamiento del compensador.**

## **9 ANEXOS mecánicos**

---

Microsoft Excel - Bateo deflexión shock

	A	B	C	D	E	F
1	<b>Cálculos para la deflexión del shock</b>					
2						
3	I					
4	d1	0,0534	3,99149E-07		desplazamineto	5,87274E-06
5	d2	0,0505	3,19253E-07		AREA	0,000490874
6	d3	0,074	1,15271E-06		B	8,09317E-07
7	d4	0,0985	3,14881E-06		X	5,30E-06
8	d5	0,025	1,91748E-08		E	2,00E+11
9	d6	0,029	3,47186E-08		G	77000000000
10						
11	L	MOMENTO			DESPLAZAMIENTO	6,11E-06
12	0,092	46				
13						
14	5cm+4radio				ERROR	4,00
15	I	1,83711E-07				
16			0,19			
17	AGUJEROS	3/16IN	0,0047625		I	3,59063E-08
18		AREA	1,78139E-05		ITOTAL	2,15438E-07
19		D	0,04488			

Figura A.5.1 Cálculos para la deflexión del shock.

Microsoft Excel - Cálculo de I pruebas g h

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1	<b>Cálculo del momento de inercia para las pruebas I, G y H</b>													
2														
3														
4	G	77520000000			Deformación	1,17E-05								
5	Longitud	0,078	m	78	mm									
6	A	0,0338	m2											
7	E	2,00E+11												
8	Carga máx	1000												
9	DENSIDAD	8,03E-06	kg/mm3											
10	I	50,00	kgmm2											
11	I corregido	7,98E-08		A	B	Previo	ERROR							
12				9,91E-06	3,57228E-08	9,94E-06	15,34							
13														
14	$\delta = \int_0^L \frac{M(\partial M / \partial P)}{EI} dx + \frac{\partial}{\partial P} \left( \frac{3P^2 L}{5GA} \right)$													
15														
16	$\delta = \int_0^L \frac{P(x-L)^2}{EI} dx + \frac{6PL}{5GA}$													
17														
18														
19														
20	$\delta = \frac{P}{EI} \left( \frac{1}{3} x^3 - x^2 L + x L^2 \right) \Big _0^L + \frac{6PL}{5GA}$													
21														
22														
23														
24	$\delta = \frac{P}{EI} \left( \frac{1}{3} L^3 - L^2 + L^2 \right) + \frac{6PL}{5GA}$													
25														
26														
27	$\delta = \frac{PL^3}{3EI} + \frac{6PL}{5GA}$													
28														
29														
30														
31														
32														
33														
34														
35														

Figura A.5.2 Cálculos del momento de inercia para las pruebas I, G y H..

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1														
2	<b>Cálculo del momento de inercia para las pruebas I y J</b>													
3														
4	G	77520000000			Deformación	5,87E-06								
5	L	0,078	m	78	mm									
6	A	0,0338	m <sup>2</sup>											
7	E	2,00E+11			torque	3	Nm							
8	P	500			R		0,10	m						
9	DENSIDAD	8,03E-06	kg/mm <sup>3</sup>											
10	I	50,00	kgmm <sup>2</sup>											
11	I CORRE	7,98E-08		A	B		Previo							
12				4,95E-06	1,78614E-08		4,97E-06							
13														
14							Desplazamiento Torque							
15	I 1	50		Cita										
16	i 2	50		9,45E-06	rad									
17														
18	I1 corre	7,98E-08	m <sup>4</sup>				RESULTADO FINAL							
19				s										
20	I2 corre	7,98E-08	m <sup>4</sup>	9,81E-07										
21														
22				defor total	resultado inven	ERROR								
23	J	1,60E-07	m <sup>4</sup>	5,95E-06	6,00762E-06	0,92								
24														
25		$\phi = \frac{TL}{2GJ} = \frac{3 * 0,078}{2 * 7,75 * 10^{10} * j} = rad$												
26														
27														
28														
29		$\delta = \frac{0,025}{2} * 84,094 * 10^6 = 0,001051178 mm$												
30														
31														
32		$\delta = 0,0055833 + 0,001051178 = 0,006634478 mm$												
33														
34														
35														

Figura A.5.3 Cálculos del momento de inercia para las pruebas I y J



Microsoft Excel - Cálculo de K

File Edit View Insert Format Tools Data Window Help

Type a question for help

P47

## Cálculo de la constante de rigidez

Módulo elástico (E) del acero ANSI 10-20 = 2,00E+11 N/m2

Sección	Longitud (L) (mm)	Ancho (mm)	Área (m2)	ki (N / m)	J kg m <sup>2</sup>	densidad	8,03E-06 kg/mm3	8030 kg/m3
1	53,4	13	0,0006942	2,60E+09	2,34E+02			
2	50,4	2	0,0001008	4,00E+08	3,20E+01			
3	98	13	0,001274	2,60E+09	7,87E+02		3,85E-10	Keq= 3,04E+08
4	25	261	0,006525	5,22E+10	1,03E+03			2,50E-09
5	0	0	0	0	0			
								3,85E-10
								1,92E-11

Sheet1 / Sheet2 / Sheet3

Ready

Inicio Proyecto torno CNC Anexos - Microsoft W... Microsoft Excel - Cál...

NUM

ES 10:19

Figura A.5.4 Cálculos de la constante de rigidez

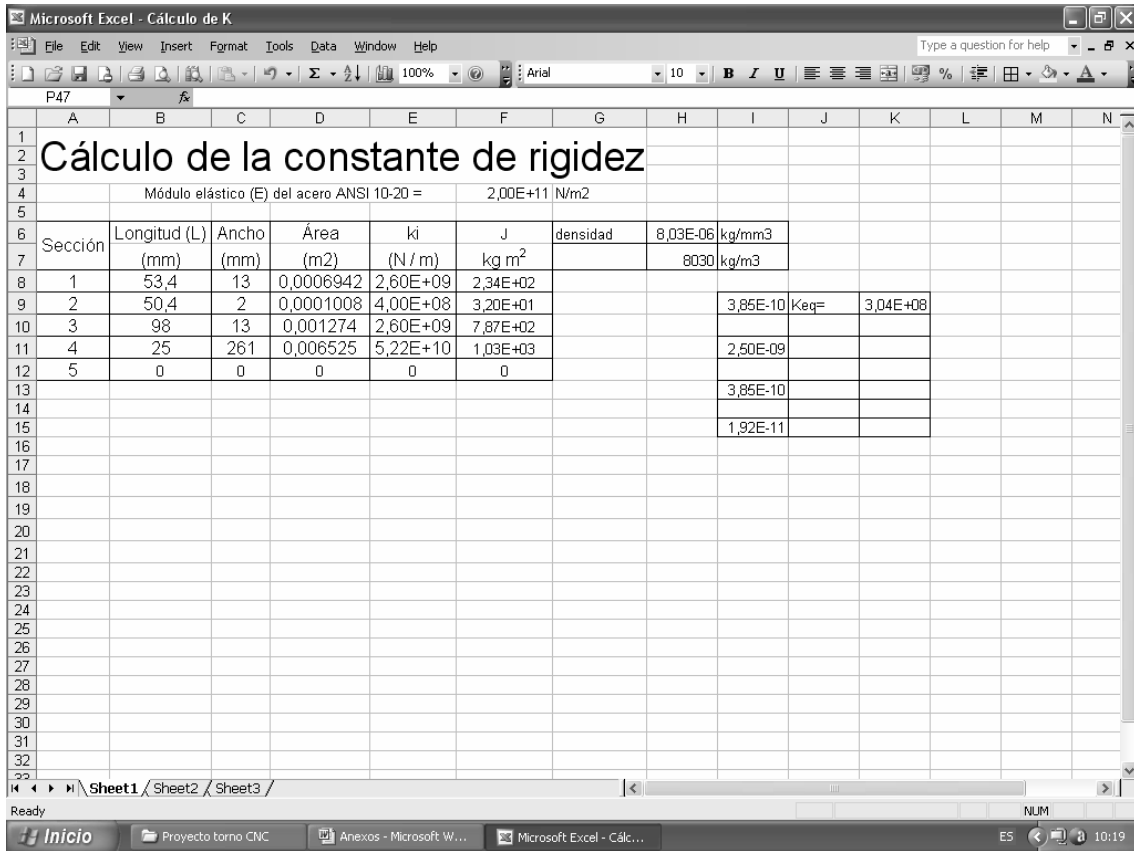


Figura A.5.5 Cálculos de la constante de rigidez

APENDICE

REFERENCIAS

Boon, G.K.; Mercado, A.; Automatización Flexible en la Industria ; Ed. LIMUSA-Noriega, México, 1991.

James V. Valentino and Joseph Goldenberg; "Introduction to Computer Numerical Control 3/E"

Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey 07458

Martino, R.L.; Sistemas Integrados de Fabricación ; Ed. LIMUSA-Noriega, México, 1990.

Urquidez García Miguel, Castañeda Nava José; Control Numérico, México- Japón. 2001.