

En el Diseño de Máquinas Herramientas Automáticas Tipo Fresadora*

Chávez-Conde E.¹, Beltrán-Carbajal F.², Aguilar-Valdez A.³,
López-Bobadilla L.I.³, Guardado-Ruíz M.E.³

¹Depto. de Robótica, Universidad Politécnica de Guanajuato, Cortazar, Gto. México.

²Depto. de Mecatrónica, Universidad Politécnica de la Zona Metropolitana de Guadalajara. México.

³Depto. de Electrónica y Mecatrónica, Escuela de Ingeniería, Arquitectura y Salud, ITESM Campus Guadalajara.

Resumen

En este artículo se presenta el diseño conceptual de una máquina herramienta automática tipo fresadora como plataforma experimental. El diseño se inicia a partir del uso de un modelo de fuerzas de corte para la selección de materiales y elementos de máquina sin perder de vista la rigidez estructural requerida en este tipo de máquinas, como también la selección de servomotores para el tren de accionamiento de los tres ejes principales de la máquina (X,Y,Z), la selección de un procesador y la generación de trayectorias básicas. El diseño conceptual está soportado por cálculos analíticos y simulaciones con resultados satisfactorios.

Palabras clave: Máquina herramienta automática, diseño conceptual.

1. Introducción

La demanda de productividad impuesta en máquinas herramientas ha ido en aumento en los últimos años. Se requiere de máquinas herramientas automáticas eficientes y con altas prestaciones de velocidad y precisión. Novedosos diseños de máquinas herramientas han llevado a profundizar en el uso de mecanismos paralelos [1], con el objetivo de alcanzar más grados de libertad, con alta velocidad y precisión. Es también necesario, considerar la dinámica de la fricción para que de alguna manera pueda compensarse para alcanzar las precisiones requeridas en estas máquinas herramientas [2],[3],[4].

* Proyecto desarrollado en la Cátedra de Investigación "Automatización Robusta de Productos Electrónicos y Mecatrónicos" en el Depto. de Electrónica y Mecatrónica de la Escuela de Ingeniería, Arquitectura y Salud del ITESM Campus Guadalajara. Duración: Agosto-Diciembre de 2008.

De cierto, el estudio del proceso de corte ha sido tan importante, unido con la tecnología de materiales, en el diseño de herramientas de corte que benefician en el esfuerzo de corte y en los aspectos térmicos sobre la materia prima. Al hablar de máquinas eficientes, no se puede dejar a un lado lo relacionado al uso eficiente de energía, lo cual juega un papel importante en el diseño. Uno de los ejemplos notables físicamente, es el diseño de micro máquinas herramientas reconfigurables para pequeños productos manufacturados [5], con el objeto de usar la energía necesaria a la medida del producto. El diseño de máquinas herramientas ha tenido grandes beneficios considerándolo desde una perspectiva de diseño mecatrónico, el uso de técnicas y métodos de diseño de productos, como también la tecnología asistida por computadora para diseño, manufactura, ingeniería y sistemas de control [6],[7]. Hay muchas características importantes que se deben considerar en el diseño de máquinas herramientas. Factores de diseño estático (rigidez) y dinámico (frecuencia natural y amortiguamiento) son necesarios de analizar. Algunas características importantes a cumplir son: rigidez mecánica, estabilidad dinámica, estabilidad térmica, seguridad y sistema de control. En realidad, el proceso de diseño de máquinas herramientas es complejo, sin embargo hay que iniciar a partir de un plan de diseño adecuado, considerando la definición de las especificaciones y funciones de la máquina (geometría, cinemática, dinámica, requerimientos de potencia, materiales, sensores y control, seguridad, ergonomía, ensamble, mantenimiento, costos, etc.), el estado del arte de tecnologías, especificaciones preliminares e iteración, desarrollo de diseños conceptuales, requerimientos de recursos humanos, tiempo de desarrollo y recuperación de la inversión, diseño detallado y documentación. Todo esto, puede revisarse ampliamente en [8].

El diseño de la máquina herramienta automática tipo fresadora está basada en el enfoque de diseño mecatrónico (diseño integrado). En la Figura 1 se muestra la concepción del enfoque. Se consideran tres subsistemas fundamentales en el diseño: mecánico, electrónico y de software. En el subsistema mecánico se incluyen la estructura de la máquina, el tren de accionamiento mecánico (servomotores, husillos, guías de deslizamiento, rodamientos, etc.) y el proceso de corte; en el subsistema electrónico se incluye tecnología de accionamiento (servodrives), decodificadores (encoders) ópticos y procesadores, y en el subsistema de software se incluye el código de control numérico (Numerical Control, NC) y el control de posición de los ejes [6]. También, se considera el bajo costo de los componentes de la máquina, pero cumpliendo con las especificaciones.

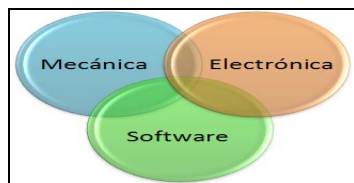


Fig. 1. Enfoque de diseño.

El artículo está organizado de la siguiente forma: en la Sección 2 se presenta la concepción del diseño de la máquina herramienta automática tipo fresadora como plataforma experimental, desde una perspectiva de diseño mecatrónico. Los subsistemas mecánicos, electrónicos y de software considerados, se presentan en la Sección 3 y 4. Las conclusiones y el trabajo futuro se presentan en la Sección 5.

2. Concepción del diseño

Las máquinas herramientas se basan en procesos de remoción de metal utilizando una herramienta de corte, medios electroquímicos, plasma, láser, oxi-acetileno, etc. El diseño de máquinas herramienta es un esfuerzo de ingeniería complejo, debido a que se deben considerar los subsistemas mecánicos, electrónicos y de control. Además se deben considerar las distintas interacciones entre estos sistemas. Por esto, el diseño mecatrónico es una filosofía de diseño eficaz y potente para el diseño de máquinas herramientas. Se definieron algunas especificaciones para el diseño de la máquina, como: recorrido de los ejes X (13"/330mm), Y (8"/200mm) y Z (8"/200mm), tamaño de la mesa (21"x5.5"/ con 3 ranuras "T",

intercambiador para cuatro conos BT30, colas de milano integrales en hierro clase 40 y un peso aproximado 150kg. En la Figura 3 se muestran una vista frontal y lateral izquierda con algunas dimensiones principales de la máquina. En la Figura 4 se muestra el diseño final de la máquina herramienta tipo fresadora como plataforma experimental. Algunos análisis del diseño de la máquina se presentan de manera breve en las siguientes secciones.

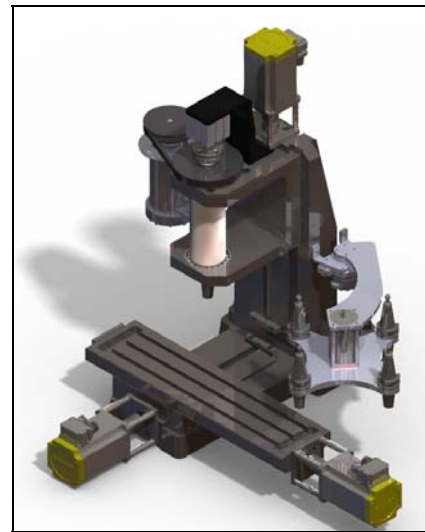


Fig. 2. Principales componentes y su interacción.

3. Subsistema mecánico

La parte mecánica de una máquina herramienta es de suma importancia ya que define una gran cantidad de parámetros de diseño como: actuadores, sensores, controladores, generación de trayectorias, etc. El sistema mecánico también define la máxima capacidad de la máquina, su precisión, repetibilidad y controlabilidad. Para el diseño de esta máquina se consideró el bajo costo de los componentes, los actuadores disponibles, su tamaño y forma, poder de cómputo y flexibilidad para pruebas de controladores. Las simulaciones de las fuerzas de corte de fresado vertical fueron la base de los cálculos para la selección y diseño de los elementos de máquina y simulaciones dinámicas estructurales. Estos cálculos y simulaciones son una base para predecir el desempeño de la máquina, además de garantizar la resistencia de los componentes ante las cargas.

3.1 Fuerzas de corte y selección de elementos de máquina

En la Figura 3 se muestran los resultados de simulación obtenidos, utilizando el modelo cuasi-estático de fuerzas propuesta por W. A. Kline en [9] y [10]. Se consideró un cortador vertical de cuatro filos (a un ángulo de 45°), con un diámetro de 10mm para realizar un ranurado a un bloque de acero, con una profundidad de 5mm, un avance de 0.025mm por diente y una velocidad del husillo de 1800rpm.

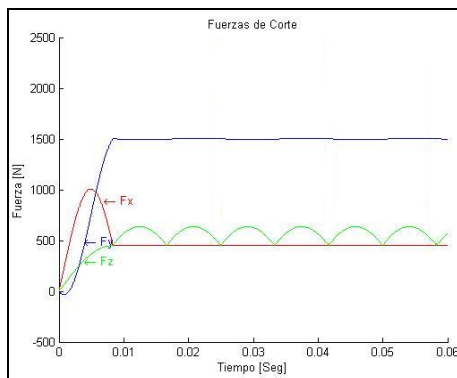


Fig. 3. Fuerzas de corte.

A partir de los resultados de las fuerzas de corte obtenidos en simulación y algunos otros cálculos analíticos (considerando las fuerzas de corte en un valor un poco más alto, en un 30% aprox.), se seleccionaron los siguientes elementos:

Rodamientos que sujetan al husillo y banda de transmisión de velocidad angular. La elección del tipo de rodamiento a utilizar en el husillo se basa principalmente en tres características: velocidad de operación, precisión y rigidez. Los rodamientos de contacto angular, son recomendados para aplicaciones de husillos de máquinas herramientas y máquinas de precisión, de acuerdo a ciertos parámetros se seleccionó el 7012 CTRSU de marca RHP con una capacidad de carga de 33800N. Se diseñó una sujeción a pre-carga para eliminar holguras [11]. La banda de transmisión seleccionada es del tipo V y se realizaron cálculos en design acelerador del software Autodesk Inventor™, considerando una velocidad de 2000 rpm.

Tornillos de transmisión en los ejes. Se seleccionaron tornillos de rosca ACME 5/8" de acero AISI 1020 con paso de 0.125in (0.003175m), por el bajo costo y la propiedad de auto-frenantes, cumpliendo con los requerimientos de esfuerzos de flexión y cortante en la rosca.

Rodamientos que sujetan al tornillo de transmisión y sujetadores. Los rodamientos seleccionados son del tipo de bolas ANSI R8. Cálculos realizados a partir de considerar cargas axiales de 1500N. Se seleccionaron tornillos de sujeción del tipo 12-28 con un diámetro de 0.21" (SAE grado 1), a partir de cálculos de esfuerzo cortantes producidos por una carga de 2000N.

Guías lineales de deslizamiento. Por cuestiones de bajo costo, se decidió seleccionar guías de deslizamiento de cola de milano (con ángulo de 60°) y lubricadas por un material llamado TURCITE-B™ recomendado para reducir la fricción.

Reducción de backlash entre tornillo de transmisión y tuerca. Las transmisiones por tornillo ACME presenta un problema denominado "backlash" este es un juego axial generado por tolerancias de los componentes (tuerca y tornillo). Se han desarrollado diversos sistemas para reducir este problema [12], [13], [14], con tuerca partida, doble tuerca y doble tuerca con resorte. Se consideró utilizar una doble tuerca pre-cargada por medio de dos opresores. Esta tuerca se puede realizar en bronce-aluminio o algún plástico de baja fricción como DELRIN™ o NYLAMID™. También se seleccionaron tornillos de sujeción tipo 10-32 de 0.19" de diámetro (SAE grado 1), cumpliendo con las especificaciones de esfuerzo cortante a una carga de 2000 N.

Sistema intercambiador de herramientas. El sistema intercambiador de herramientas ha sido diseñado completamente. Se ha seleccionado un porta herramientas BT30. Este porta herramienta tiene un cono 7/24 su tamaño es compacto lo que es ideal para la máquina que se está diseñando. Los sistemas intercambiadores basados en conos de este tipo utilizan un tirante automático, que pasa por el centro del husillo, el cual jala el cono de un perno que se atornilla en su parte posterior. Este tirante ha sido diseñado y es accionado por un cilindro neumático de simple acción., ya que en caso de una pérdida de presión el mecanismo mantendrá la fuerza de sujeción debido al resorte interno y el cono no se soltará. El motor que acciona al husillo es de 2.5hp.

3.2 Análisis de esfuerzos y dinámica estructural

Entre los factores más importantes en las estructuras de máquinas herramientas están la rigidez y el amortiguamiento. La rigidez es una función de las dimensiones y la geometría de los componentes estructurales, como el husillo, los cojinetes, el tren de

accionamiento y las correderas, así como el módulo de elasticidad de los materiales empleados. Se puede aumentar la rigidez de una máquina herramienta mediante mejoras en el diseño. El amortiguamiento depende de los materiales usados, así como de la cantidad y naturaleza de las uniones en la estructura. Los materiales más comunes para estructuras de soporte de la bancada son: hierro colado o fundido gris, dúctil o nodular; acero forjado y concreto de polímero. Entre los desarrollos más recientes se incluye el uso de cerámicos y de compuestos de granito epóxico. El hierro gris tiene las ventajas de bajo costo y buena capacidad de amortiguamiento, pero es pesado. La mayor parte de las estructuras de máquinas herramientas se fabrican con fundición clase ASTM40 y otras con clasificación clase ASTM50. El material considerado para la estructura de la máquina herramienta es hierro colado gris ASTM40. Se realizaron simulaciones con el software ANSYS™ para un análisis de esfuerzos a las partes de la estructura de la máquina. En todas las simulaciones se utilizó el elemento “solid 187”, que es un tetraedro con 10 nodos, utilizado para análisis estructural de sólidos generados en software CAD. Se considera una carga de 2000N en los ejes X-Y, para el eje Z 1000N, un torque de 11Nm, y gravedad de 9.81m/s^2 . Estos valores son superiores a los obtenidos en las simulaciones de fuerzas de corte, por lo tanto no fallará al realizar las operaciones de corte propuestas, ya que son las cargas máximas permitidas en el diseño. Se utiliza el esfuerzo de Von Mises para comprobar la resistencia del diseño. Los factores de seguridad a ruptura resultan muy elevados, ya que se busca rigidez en la estructura de la máquina [15]. También, en las simulaciones se utilizó un material hierro gris clase ASTM40 con las siguientes propiedades: esfuerzo de ruptura 293Mpa, módulo de elasticidad 110GPa, densidad 7150 kg/m³ y relación de Poisson 0.290. En la Figura 4 y 5 se muestran los análisis realizados a la columna de la máquina.

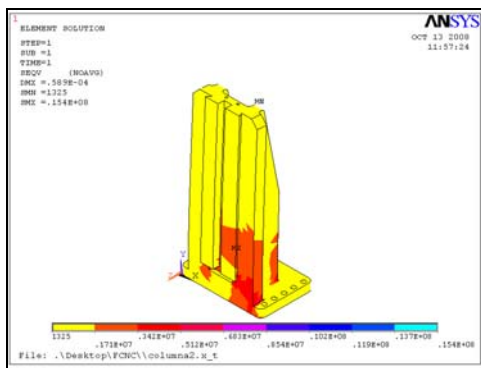


Fig. 4. Distribución de esfuerzo en la columna.

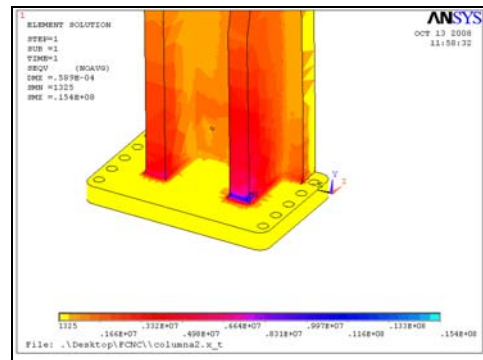


Fig. 5. Detalle de la concentración de esfuerzos en la parte inferior de la costilla de la columna.

Los resultados obtenidos en estas simulaciones (Fig. 4 y 5) son las siguientes: deformación máxima de 58.9µm, esfuerzo máximo de 15.4Mpa y factor de seguridad de 19.5. Tales resultados son satisfactorios ya que se cumple con el requisito de rigidez y esfuerzo/deformación. Por otro lado, se llevó a cabo un análisis de la dinámica estructural de la máquina con el software ANSYS™. Se realizó un análisis armónico a la columna de la máquina que es una de las partes más representativas de la máquina. Los resultados presentados son del nodo 1 y 2, marcados en la Figura 6. El nodo 1 es el más alejado de la parte restringida por lo cual es el que experimenta mayor desplazamiento y vibraciones. Se hizo un barrido de frecuencias de 1hz a 600hz cada 2hz. En la Figura 6 y 7 se muestran algunos análisis realizados a la columna de la máquina.

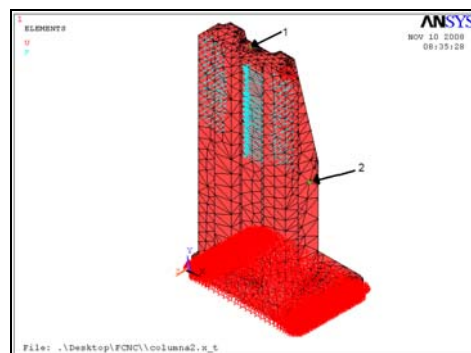


Fig. 6. Configuración de las cargas y restricciones para la simulación harmónica de la columna.

La Figura 7 muestra claramente que la frecuencia natural de la columna es de 240Hz (de cierto es la frecuencia menor en el análisis realizado a cada una de las piezas. Si la operación de corte produce fuerzas a esta frecuencia la máquina

comenzará a vibrar arruinando el acabado superficial o incluso dañando la máquina.

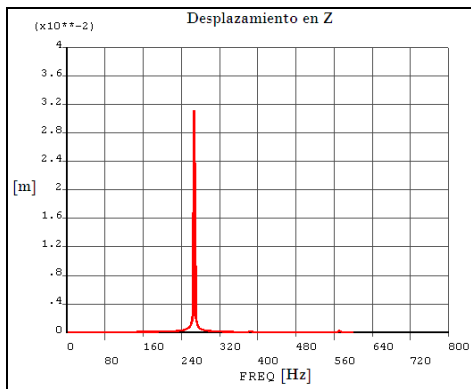


Fig. 7. Gráfico de desplazamiento vs. frecuencia en la dirección z para el nodo 1 en la columna.

La frecuencia de las fuerzas de corte es de 66.66Hz, considerando 2000rpm como velocidad máxima del husillo y dos filos en la herramienta de corte, y en el caso de cuatro filos, es de 133.33Hz. Es de suma importancia evitar que se genere una frecuencia de 240Hz en la columna de la máquina.

3.3 Selección de servomotores

Un servomotor debe de ser capaz de mover la transmisión de los ejes de forma precisa y lidiar con las fuerzas generadas durante la operación de corte. En el caso de una máquina herramienta se debe considerar lo siguiente: linealidad, controlabilidad, resolución, repetibilidad, servicio y características térmicas. Se seleccionaron servomotores de corriente directa sin escobillas, ya que el calor generado en la armadura es disipado por medio de la carcasa y está libre de mantenimiento. Sin embargo, una de las desventajas es el control electrónico es más costoso en comparación de uno con escobillas. Recordando los valores obtenidos en la simulación de fuerzas de corte, la fuerza máxima de corte no supera los 1500N. El par necesario máximo que deberá generar el servomotor es de 2.52N.m (con un factor de seguridad), considerando la eficiencia y el paso del tornillo de transmisión ACME. Finalmente, se seleccionó un servomotor de corriente directa sin escobillas modelo I3486463NC de la marca Control Motion Group, como también su controlador (servodrive) BMC12H. Para el control de los ejes de la máquina, se considera como entrada el torque en los tornillos de transmisión de los distintos ejes. Este drive utiliza la información de los sensores de efecto hall para hacer un lazo cerrado de corriente. De esta forma se puede controlar el torque del motor, el

servodrive recibe una señal analógica de +10V a -10V como entrada del setpoint. También, se seleccionaron los acoplamientos para el tornillo de transmisión con el eje del servomotor. Para aplicaciones de servomecanismos se recomienda utilizar un cople tipo fuelle [16]. Se seleccionó el cople BC21 debido a su buena rigidez torsional (400 lb-in/grados) y otros parámetros.

4. Subsistema electrónico y de software

Una máquina CNC (Computer Numerical Control) es un sistema NC con una computadora en la máquina. Dentro del MCU existen el DPU y CLU. El DPU (Data Processing Unit) es la unidad encargada de leer el programa y decodificarlo para mandarlo a la máquina. El CLU (Control Loop Unit) se encarga del control de la máquina [17]. Uno de los procesadores seleccionados es el *Texas Instruments C2000 High performance 32bit*. Con las siguientes características: velocidad de 150 DSP MIPS 300 MFLOPS, periféricos integrados 12 bit ADC, PWM, módulos de comunicación, y decodificación de cuadratura. Por otro lado, se diseñaron algunos controladores para el control de movimiento de los ejes de la máquina considerando algunos modelos de fricción [18], y se obtuvieron resultados de simulación interesantes. También, se desarrollaron programas básicos de decodificación para la generación de trayectorias lineales y circulares solamente (véase [19]). Tales programas fueron elaborados y simulados en MATLAB™. El programa de decodificación va detectando los caracteres de los códigos G, M y coordenadas, y de acuerdo a la identificación de la función del código y dato de la coordenada hay una salida de señal. En la figura 8 se muestra un diagrama a bloques del sistema electrónico y de control.

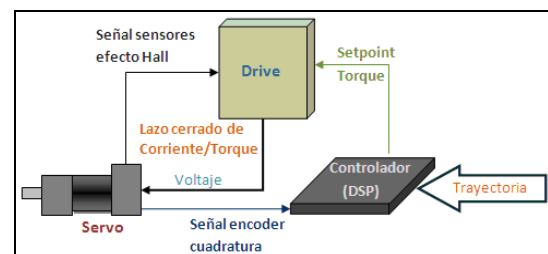


Fig. 8. Diagrama a bloques del sistema de control.

Los últimos tres autores construyeron un prototipo rápido y obtuvieron algunos resultados experimentales de controladores y programas de decodificación de código G (véase [19]).

5. Conclusiones

El proceso de diseño de la máquina herramienta automática como plataforma experimental, ha sido en realidad un proceso de diseño delicado y complejo. Los resultados de simulación obtenidos hasta el momento, han sido satisfactorios. Sin embargo, es necesario comentar, que existen varios puntos del diseño donde se requiere profundizar y realizar más análisis, por ejemplo, el caso de la precisión. Como trabajo futuro, se desea refinar el diseño alcanzado siendo exigentes en algunos puntos del diseño, para posteriormente construir el prototipo para llevar a cabo la implementación. Un aspecto importante que continuará será el estudio del microposicionamiento.

Referencias

- [1] Yung T., Yu-Shin C., Ho-Chin J. and Yuan K., “*Modeling and Control for A Gough-Stewart*”. IEEE Int. Conference on Robotics and Automation. New Orleans, LA, USA. April 2004.
- [2] Jinxing Z., Mingjun Z. and Qingxin M., “*Modeling and design of servo system of CNC machine tools*”, IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Luoyang, China. June 25-28, 2006.
- [3] Zheng-Hong T., Syh-Shiuh Y. and Pau-Lo H., “*The Integrated Linear and Nonlinear Motion Control Design for Precise CNC Machine Tools*”. IEEE Int. Conference on Control Applications, Taipei, Taiwan. Sep., 2004.
- [4] Bin Y., Mohammed A. and Masayoshi T., “*High-Performance Robust Motion Control of Machine Tools: An Adaptive Robust Control Approach and Comparative Experiments*”. IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS, Vol. 2, No. 2, June 1997.
- [5] Sung-Hyun J., Yong-Min J., Hyun-Young H., Young-Hyun C. and Jong-Kwon P., “*Development of a Reconfigurable Micro Machine Tool for Microfactory*”. Int. Conf. on Smart Manufacturing Application, KINTEX, Gyeonggi-do, Korea. April. 9-11, 2008.
- [6] Reinhart G. and Weissenberger M., “*Multibody Simulation of Machine Tools as Mechatronic Systems for Optimization of Motion Dynamics in the Design Process*”. IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent, Atlanta, USA. September 19-23, 1999.
- [7] Chin-Yin C. and Chi-Cheng C., “*Integrated Design for a Mechatronic Feed Drive System of Machine*”. IEEE/ASME Int. Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Monterey, California, USA. 24-28 July, 2005.
- [8] Slocum A., *Precision Machine Design*, SMA, 1992.
- [9] DeVor R., Kline W.A. and Zdeblick W.J., “*A Mechanistic Model for the Force System in End Milling with Application to Machining Airframe Structures*”, 8th North American Conf. on Metalworking Research, May 1980.
- [10] Kline W.A., DeVor R. and Lindberg J.R., “*The Prediction of Cutting Forces in End Milling with Application to Cornering Cuts*”, Int. Journal of Machine Tool Design and Research, Vol.22, no.3, August 1982.
- [11] Shigley, J. E., & Mischke C. R. *Diseño en ingeniería mecánica*. McGraw Hill, 2002.
- [12] Kenneth W. E, Keith W. E., Anti-Backlash Nut, US Patent No.4210033, Jul 1980.
- [13] Linley F., Anti backlash Nut, US Patent No.3831460, Aug 27 1974.
- [14] Morales V., Anti backlash Nut, US Patent No. 4954032, Sep. 4 1990.
- [15] Ruland, *What to look in a Servo Coupling*, www.ruland.com, 28 Ago 2008.
- [16] Beer F., Johnston R., DeWolf J. T. *Mecánica de Materiales*, 3ra Ed., McGraw Hill, 2004.
- [17] Stephenson D. A., Agapiou J. S., *Metal Cutting Theory and Practice*, Taylor & Francis, 2006.
- [18] D. A. H. Olsson, K.J. Åström, C. Canudas de Wit, M. Gäfvert and P. Lischinsky. *Friction Models and Friction Compensation*. Tutorial, 1997.
- [19] Aguilar-Valdez A., López-Bobadilla L.I. y M. E. Guardado-Ruíz.. Estancia de Investigación. ITESM Guadalajara. Cátedra de Investigación *Automatización Robusta de Productos Electrónicos y Mecatrónicos*. Diciembre 2008.