

Diseño de un dispositivo de posicionamiento de precisión **Parte I: Especificaciones y procesos de diseño**

Agustín Casquero¹, Rogelio Hecker², Gustavo Flores¹ y Diego Vicente¹

⁽¹⁾⁽²⁾ *Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Pampa*
Calle 110 y 9, (6360) General Pico, La Pampa, Argentina

⁽²⁾ *CONICET, hecker@ing.unlpam.edu.ar*

RESUMEN

En este trabajo se presentan diferentes etapas seguidas en el diseño de un dispositivo de posicionamiento de precisión tipo mesa en cruz. Teniendo en cuenta sus potenciales aplicaciones se optó por aquella que exhibe las mayores exigencias de operación como lo es el caso de mecanizado de alta velocidad. En este tipo de aplicación no solo se necesita alta precisión de posicionamiento sino también alta velocidad y aceleración de desplazamiento.

Como punto de partida se establecieron las características de la máquina, tales como el área de trabajo, aceleración máxima, velocidad máxima y máximas deformaciones admisibles. También se identificaron las condiciones de su utilización. Una vez fijadas las características de la máquina se planteó un diagrama de flujo iterativo para el proceso de diseño, donde se estableció un orden secuencial para la selección y dimensionado de las distintas piezas que conforman el mecanismo, tales como: el conjunto tornillo-tuerca, el conjunto riel-patín y los servo-motores.

Palabras Claves: Diseño mecánico, Posicionador Lineal, Maquinado

1. INTRODUCCIÓN

Los procesos de remoción de material abarcan una serie muy amplia de operaciones y tipos de máquinas herramientas tales como: fresadoras, tornos y centros de mecanizado. Particularmente, en la industria aeroespacial se encuentran aplicaciones donde estructuras livianas y de grandes dimensiones son fresadas a partir de bloques sólidos de aluminio y, en menor medida, de titanio y magnesio. En estos casos, donde se remueve hasta el 95 % del material original, se puede utilizar Mecanizado de Alta Velocidad (MAV) para disminuir los tiempos de mecanizado [1].

En este tipo de procesos, al aumentar la velocidad de corte y la velocidad de avance se puede aumentar la velocidad de remoción de material, manteniendo constante los restantes parámetros de corte, tales como la profundidad y el espesor de viruta. Sin embargo, en el mecanizado de partes que requieran movimientos cortos y repetitivos, altas velocidades de avance demandarán grandes aceleraciones, de lo contrario no se alcanzarán los avances deseados o solo se lograrán en tramos cortos de la trayectoria, produciendo superficies no homogéneas [2,3].

Actualmente, las máquinas de Control Numérico Computarizado (CNC) alcanzan aceleraciones del orden de $0,2 g$ ($1 g = 9,8 m/s^2$) mientras que en mecanizado de alta velocidad son necesarias aceleraciones iguales o superiores a $1 g$ [1]. Esta situación no solo implica motores más potentes, sino que también trae aparejadas otras complicaciones, tanto desde el punto de vista estructural de la máquina como del sistema de control de posicionamiento [3].

En el presente trabajo se presentan las especificaciones de una mesa en cruz para mecanizado de alta velocidad. A partir de dichas especificaciones, se definen los parámetros del sistema y se propone un proceso iterativo de diseño. A partir de allí se seleccionan elementos comerciales, tales como: guías lineales y tornillos de bolas recirculantes.

1.1. Descripción del producto

Un eje de posicionamiento es una configuración de distintos elementos que permiten el desplazamiento de un carro a lo largo del recorrido útil. Generalmente, está formado por un motor eléctrico acoplado a un sistema tornillo tuerca, un carro solidario a dicha tuerca, un sistema de guías para el carro y soportes para sostener el tornillo en sus extremos, tal como se muestra en la Figura 1. Todo el conjunto se monta sobre una base especialmente diseñada para soportar tanto los esfuerzos estáticos como los dinámicos. Dos ejes de este tipo conforman una mesa de dos grados de libertad.

Entre las principales características de estos sistemas se pueden mencionar: altas velocidades y reducido error tanto de posicionamiento como de seguimiento de trayectorias. Analizando los requerimientos de esfuerzos y aceleraciones para las posibles aplicaciones, se encontró que el maquinado de alta velocidad resulta ser un caso de altas exigencias. Los requerimientos de

diseño para otras aplicaciones se pueden considerar como casos particulares de los requerimientos para maquinado de alta velocidad.

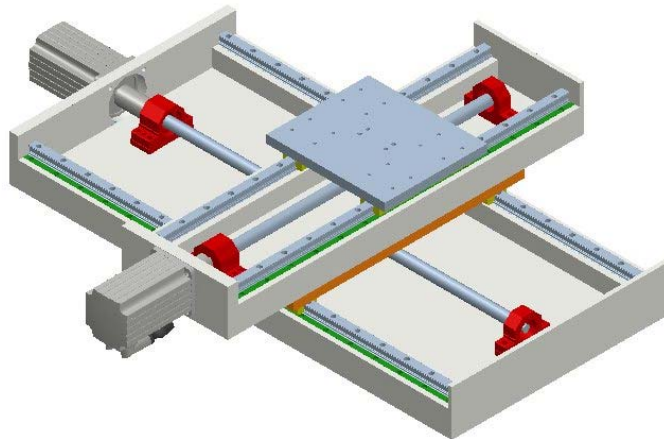


Figura 1: Diagrama de flujo del Procedimiento de Diseño.

1.2. Procedimiento de Diseño

El procedimiento de diseño es un proceso iterativo, Figura 2, donde se suponen los valores iniciales de ciertas variables de diseño. Como punto de partida, se debe definir las prestaciones de la máquina especificadas por un potencial usuario. Esto incluye área de trabajo, tipo y ciclos de trabajo, cargas útiles, precisión y vida útil de la máquina, entre otros. De allí se desprenden los parámetros básicos de la máquina, como por ejemplo: área de trabajo, aceleraciones máximas, deformaciones máximas, errores geométricos permitidos, vida útil de las partes, carga útil, velocidades máximas, etc.

Una vez que se conocen las condiciones básicas de diseño, se pueden seleccionar elementos comerciales tales como: el conjunto tornillo–tuerca y el conjunto patines-rieles. Para seleccionar estos elementos, se deben hacer algunas suposiciones, como las masas de los carros y el paso del tornillo.

Luego, se diseñan las bases de cada eje de desplazamiento y todas las otras piezas que se deban mecanizar, teniendo en cuenta las dimensiones de los elementos ya seleccionados y las deformaciones máximas permitidas. Una vez concluido el diseño de las piezas, se conoce con mayor precisión las masas en juego, con lo que se pueden recalcular los elementos prefabricados para ver si cumplen con las especificaciones.

A continuación, se procede a la selección de los motores, teniendo en cuenta las aceleraciones y velocidades de diseño, así como también los valores de las inercias en juego. Se recalcula el valor del paso del tornillo que minimiza el torque motor necesario, para compararlo con el paso seleccionado.

Una vez definido el torque máximo de cada motor, se calculan los elementos de unión que fijarán las distintas piezas del ensamble. Estos elementos deberán proporcionar la fuerza de

unión suficiente para evitar movimientos relativos entre las mismas, bajo las condiciones más desfavorables. Finalmente, con las fijaciones definidas, se completa el diseño de los elementos a fabricar.

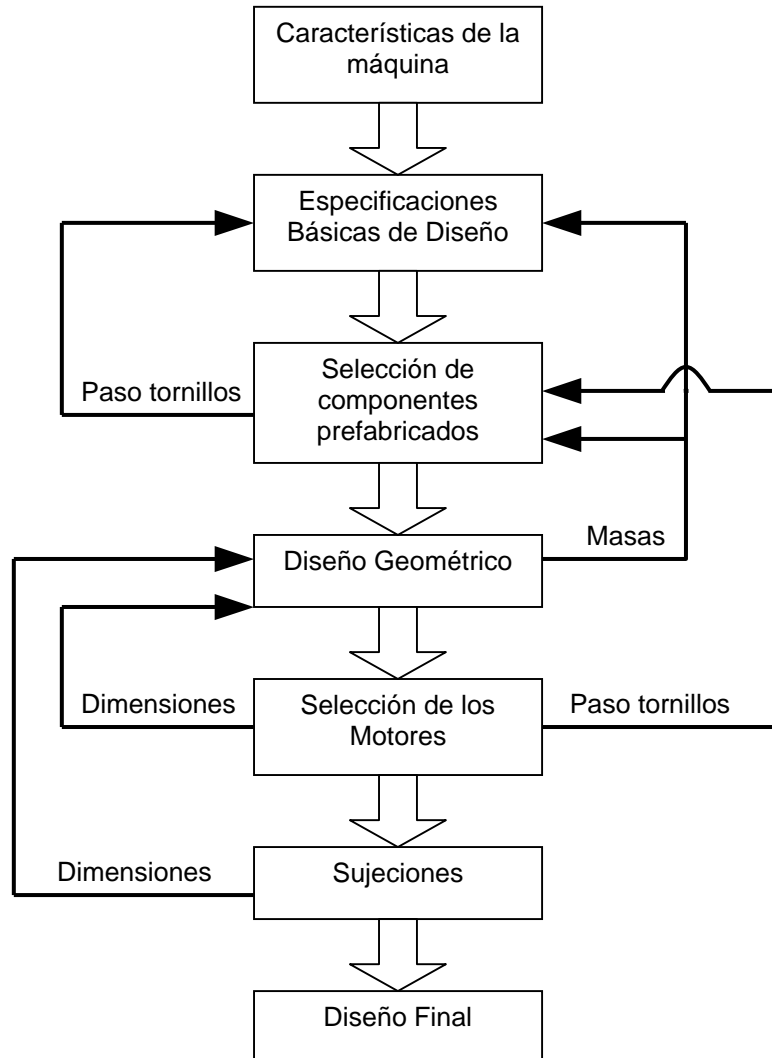


Figura 2: Diagrama de flujo del Procedimiento de Diseño

2. ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

Las características del dispositivo deben permitir que se que cumpla con las exigencias del mecanizado de alta velocidad. Por lo tanto, como punto de partida, se definen las especificaciones básicas detalladas en la Tabla 1.

También, es necesario determinar las condiciones de esfuerzos y velocidades de las distintas etapas de un mecanizado de alta velocidad típico. Para esto, se deben tener en cuenta las distintas condiciones de operación de cada eje de la máquina, que se definen a continuación:

- Maquinado: Se suponen diferentes operaciones de desbaste y acabado usando diferentes combinaciones de diámetros de fresas y velocidades de avance. A partir de estas operaciones y sus porcentajes de utilización se calculó una fuerza efectiva media y una velocidad de avance media.
- Aceleración y desaceleración: Este es el caso en que el eje cambia de velocidad, ya sea que acelera desde cero hasta una velocidad determinada o que se está moviendo con cierta velocidad y debe detenerse. La fuerza que actúa en este caso está relacionada con la aceleración máxima del eje y con las masas en movimiento.
- Movimientos rápidos: Los movimientos rápidos representan los movimientos en vacío (sin fuerza de maquinado) donde el eje se mueve con la velocidad máxima. Bajo estas condiciones, actúa la fuerza de fricción entre los patines y las guías más la fricción entre el tornillo y la tuerca.
- En reposo, con maquinado: En esta situación, un eje se encuentra quieto mientras el otro está maquinando, por lo que el eje que no se mueve también debe soportar los esfuerzos de corte.
- En reposo, sin maquinado: En este último caso el sistema no soporta ningún esfuerzo ya que se están realizando labores de cambio de herramienta, cambio de pieza de trabajo, entre otras. Sin embargo, esta se debe tener en cuenta para el cálculo de la vida útil de la máquina.

Para cada una de estas condiciones de trabajo se deben definir las fuerzas que actúan, la velocidad lineal y rotacional, y el porcentaje de aplicación de cada caso. Luego de realizar los cálculos pertinentes para cada condición de trabajo, se encontraron los resultados expresados en la Tabla 2.

Tabla 1: Especificaciones básicas

Requerimientos	Valor
Aceleración lineal máxima (de cada eje)	<i>1 g (9,8 m/s²)</i>
Velocidad lineal máxima	<i>42 m/min (0.7 m/s)</i>
Deformaciones estáticas máximas	<i>e ≤ 20 μm</i>
Área de trabajo (X x Y)	<i>530 mm x 730 mm</i>
Vida Útil	<i>80.000 hs</i>
Carga útil	<i>145 kg</i>

Tabla 2: Condiciones de operación para cada eje

Operación	Eje X			Eje Y		
	n [rpm]	F [N]	Utilización	n [rpm]	F [N]	Utilización
Maquinado	900	825	30 %	900	825	30 %
Movimientos Rápidos	4.200	120	5 %	4.200	130	5 %
Aceleración y Desaceleración	450	1.537	8 %	450	2.625	8 %
En reposo, con Maquinado	0	825	30 %	0	825	30 %
En reposo, sin Maquinado	0	0	27 %	0	0	27 %

3. SELECCIÓN DE COMPONENTES PREFABRICADOS

En esta sección se describe la selección de los elementos prefabricados que componen el sistema. Estos componentes están constituidos principalmente por el conjunto tornillo – husillo de bolas recirculantes y el conjunto patines – guías. Además, se deben seleccionar los soportes para el tornillo, el tipo de maquinado de los extremos del tornillo, el soporte para la tuerca, etc.

3.1 Selección del Husillo de Bolas

En primer lugar, se calcula la capacidad de carga dinámica del husillo teniendo en cuenta un promedio de fuerzas, para lo cual se utilizan las condiciones de operación calculadas anteriormente, que se resumen en la Tabla 2.

Utilizando las fórmulas y procedimientos definidos por el fabricante, *Bosch* [4], se obtienen los requerimientos de carga dinámica para los ejes X e Y (C_{tX} y C_{tY} respectivamente), que se muestran a continuación:

$$C_{tX} = 11.066 \text{ N} \quad C_{tY} = 15.678 \text{ N} \quad (1)$$

A partir de estos datos se selecciona el tornillo que mejor se adapte a las necesidades. Al mismo tiempo se deben definir el diámetro y el paso del tornillo. Teniendo en cuenta un balance entre velocidad y torque de los motores, se optó por un paso del tornillo de *10 mm*. Más adelante se calcula el paso óptimo del tornillo, y en caso de estar muy alejado se puede recalcular. Una vez fijado el paso del tornillo, el diámetro mínimo que cumple con las cargas dinámicas es de *25 mm*. Los datos de los tornillos seleccionados se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3: Datos de los husillos seleccionados

Descripción	Eje X	Eje Y
Diámetro del tornillo	25 mm	25 mm
Paso del tornillo [m/rev]	10 mm	10 mm
Largo total del tornillo [mm]	743	943
Momento de inercia [kg m ²]	1,78 10 ⁻⁴	2,25 10 ⁻⁴
Capacidad de Carga dinámica (C) [N]	15.700	15.700
Precarga	5 %	5 %
Torque de fricción [Nm]	0,10 - 0,29	0,10 - 0,29

Luego de seleccionar los tornillos, se recalculó el valor de la vida útil, obteniéndose un valor de *228.473 hs* para el eje X y de *80.342 hs* para el eje Y.

Por otro lado, la precisión de posicionamiento del tornillo está directamente relacionada con el tipo y grado de tolerancia, que garantiza un error máximo de desviación a lo largo del recorrido. Teniendo en cuenta un compromiso entre precisión y costo, se seleccionó un tornillo laminado de precisión con un valor de tolerancia medio (T5), lo que garantiza una desviación máxima de *30 μm* a lo largo de todo el recorrido del eje X, y de *35 μm* para el eje Y.

Finalmente, una vez seleccionados los tornillos, se puede calcular la velocidad de giro admisible y la carga axial admisible, según los procedimientos indicados por el fabricante. Ambos parámetros dependen de la longitud y diámetro del tornillo, así como también del tipo de soporte utilizado. En nuestro caso, se utilizó un soporte fijo en un extremo (con una rigidez de $450\text{ N}/\mu\text{m}$) y uno flotante en el otro. Teniendo en cuenta estas características, se obtuvo una velocidad máxima de 11.788 rpm para el eje X y 6.213 rpm para el eje Y, junto con una fuerza máxima admisible de 41.763 N para el eje X y 22.014 N para el eje Y. Estos valores de velocidad de giro y fuerza axial no se deben superar durante la operación del sistema, de lo contrario se corre el riesgo de dañar seriamente el husillo.

Según las especificaciones de diseño, la velocidad máxima lineal es de 42 m/min , resultando una velocidad rotacional de 4.200 rpm , por lo que se concluye que los tornillos cumplen con los requerimientos de velocidad máxima. En cambio, la carga axial máxima dependerá del torque máximo del motor y de las inercias en juego, que todavía no se conocen, por lo que se deberá calcular posteriormente y comprobar que no superen los valores admisibles.

3.2 Selección de los Patines y Rieles

La selección de los patines y los rieles se realiza teniendo en cuenta la vida útil de los mismos y las deformaciones máximas admisibles debido a los esfuerzos dinámicos. Para la selección en base a la vida útil, se sigue un proceso de cálculo similar al proceso de selección del husillo de bolas. La máxima deformación dinámica dependerá de la rigidez del conjunto y de los esfuerzos dinámicos aplicados. La deformación máxima para el conjunto (patines, guías y bases) es una especificación de diseño y se fijó en $20\ \mu\text{m}$, resultando en una deformación máxima para cada conjunto rieles–patines de $6\ \mu\text{m}$.

3.2.1 Determinación de la Capacidad de Carga Dinámica y Deformaciones

En primer lugar, se determinó la capacidad de carga dinámica utilizando los datos de cargas horizontales y verticales que se muestran en la Tabla 4 y Tabla 5, derivadas de las condiciones de operación definidas en las Especificaciones de Diseño.

Tabla 4: Condiciones de operación para cada eje. Esfuerzos horizontales

Eje X			Eje Y		
v [m/min]	F [N]	Utilización	v [m/min]	F [N]	Utilización
9	825	30 %	9	825	30 %
42	26	5 %	42	37	5 %
4,5	1.443	8 %	4,5	2.531	8 %
0	825	30 %	0	825	30 %
0	0	27 %	0	0	27 %

Tabla 5: Condiciones de operación para cada eje. Esfuerzos verticales

Eje X			Eje Y		
v [m/min]	F [N]	Utilización	v [m/min]	F [N]	Utilización
0	1.830	60 %	0	2.908	60 %
5,16	1005	40 %	5,16	2.083	40 %

Siguiendo los procedimientos indicados en el manual del fabricante [5], se obtuvieron los requerimientos de capacidad de carga dinámica mínima para cada eje (C_{pX} y C_{pY}), que se muestran en la Ecuación (2), los cuales se utilizarán en la selección de los patines.

$$C_{pX} = 3.815 \text{ N} \quad C_{pY} = 5.990 \text{ N} \quad (2)$$

Para calcular las deformaciones máximas se deben conocer las masas en juego, las fuerzas de maquinado y el torque máximo de los motores, además de la rigidez de los patines. Con todos estos datos, se pueden calcular las fuerzas máximas a que estarán sometidos los patines, en las direcciones horizontales (F_{HM}) y verticales (F_{VMX} y F_{VMY}):

$$F_{VMX} = 2.445 \text{ N} \quad F_{VMY} = 4.023 \text{ N} \quad F_{HM} = 9.425 \text{ N} \quad (3)$$

Para calcular las deformaciones máximas se debe tener en cuenta que cada eje tiene cuatro patines, por lo que la fuerza total se debe dividir por cuatro.

3.2.2 Selección

Considerando el valor mínimo de capacidad de carga dinámica para cada eje, y las deformaciones dinámicas máximas permitidas, se seleccionaron patines tamaño 25 del catálogo de *Bosch* [5]. En la Tabla 6 se detallan los datos de los patines y rieles seleccionados. Los patines seleccionados tienen una rigidez de $1,95 \cdot 10^3 \mu\text{m/N}$ para cargas verticales y de $2,28 \cdot 10^3 \mu\text{m/N}$ para cargas laterales, de donde se obtienen los siguientes valores de deformación vertical (δ_V) y horizontal (δ_H):

$$\delta_V = 3,4 \mu\text{m} \quad \delta_H = 5,36 \mu\text{m} \quad (4)$$

Si bien la capacidad de carga dinámica es muy superior a la requerida, un tamaño de patín menor no cumpliría con las condiciones de deformación dinámica máxima.

Tabla 6: Datos de los Patines y Rieles seleccionados

Descripción	Eje X	Eje Y
Tamaño	25	25
Precisión	Clase H	Clase H
Precarga [% de la carga dinámica]	0,08 C	0,08 C
Capacidad de Carga dinámica (C) [N]	22.800	22.800
Longitud Riel [mm]	835	1.050

En cuanto al grado de precisión se seleccionó la clase H, que ofrece un buen compromiso entre precisión y costo para la aplicación estudiada. También, se seleccionó una precarga de 0,08 C (8 % de la capacidad de carga), que garantiza un buen compromiso entre la rigidez del conjunto y la fricción entre las partes, para la aplicación estudiada.

4. CONCLUSIONES

En el presente trabajo se planteó un esquema iterativo de diseño orientado a sistemas de posicionamiento lineal, constituidos básicamente por un motor rotacional, un sistema de transmisión y guías lineales. Este esquema se utilizó exitosamente para el cálculo de un sistema de dos ejes para mecanizado de alta velocidad. En particular, en este trabajo se presentaron las especificaciones de diseño y se calcularon los componentes prefabricados. Para estos cálculos se realizaron ciertas suposiciones que se comprobarán en la segunda parte del diseño [6], el cual comprende el diseño de las piezas a fabricar, la selección de los motores y el cálculo de las sujeciones.

5. REFERENCIAS

- [1] D. A Smith, *Wide bandwidth control of high-speed milling machine feed drives*, Tesis de Doctor, Universidad de Florida, 1999.
- [2] G. Tustly, *Manufacturing Processes and Equipment*, Prentice Hall, USA, 2000
- [3] R. L. Hecker, G. Flores, Q. Xie and R. Haran, *RPIC, Servocontrol of Machine-Tools: A Review*, 2002
- [4] Rexroth Bosch Group, *Rexroth precision ball screw assemblies, end bearings and nut housings*, 2002
- [5] Rexroth Bosch Group, *Ball rail systems*, 2002
- [6] R. L. Hecker, G. M. Flores, *XI Reunión de Trabajo en Procesamiento de la Información y Control, A Review of Machine-Tools Servocontrol Level.*, Río Cuarto, Argentina, 2005.