

## **Diseño de un Dispositivo de Posicionamiento de Precisión. Parte II: Diseño CAD/CAE.**

Gustavo Flores<sup>(1)</sup>, Rogelio Hecker<sup>(1)(2)</sup>, Diego Vicente<sup>(1)</sup> y Agustín Casquero<sup>(1)</sup>

<sup>(1)</sup>Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Pampa  
Calle 110 y 9, (6360) General Pico, La Pampa, Argentina  
e-mail: gmflores@ing.unlpam.edu.ar

<sup>(2)</sup>CONICET, e-mail: hecker@ing.unlpam.edu.ar

### **RESUMEN**

Un dispositivo de posicionamiento tipo mesa en cruz tiene múltiples aplicaciones (maquinas herramientas, pantógrafos, cortadoras por láser, etc). El diseño de una mesa en cruz para máquinas herramientas de alta velocidad es una actividad compleja y desafiante por las altas exigencias de operación y precisión de posicionamiento. Desde el punto de vista estructural, los grandes esfuerzos dinámicos, producto de altas aceleraciones, requieren estructuras más rígidas para evitar deformaciones. El proceso de diseño presenta dos especificaciones que están en clara contraposición: por un lado, la mesa debe soportar los esfuerzos dinámicos minimizando las deformaciones, lo que se puede lograr aumentando la masa del conjunto, pero al mismo tiempo, la exigencia de altas aceleraciones exige reducir las inercias en juego.

En este trabajo se presenta el diseño geométrico de un dispositivo de posicionamiento de precisión tipo mesa en cruz utilizando herramientas CAD de última generación. Estas herramientas de modelado de sólidos permiten construir virtualmente el conjunto. El diseño incluye el modelado de las piezas a fabricar y las prefabricadas como el husillo de bolas recirculantes, el conjunto patín-riel guía, motor, etc. Con ellas se realiza el ensamblaje del conjunto que permite arribar a un modelo libre de interferencias y errores geométricos a partir del cual se obtienen los planos de fabricación. Con las piezas modeladas se puede obtener además información adicional como masas e inercias los cuales son muy útiles a la hora de los cálculos de selección de componentes. El trabajo presenta además la utilización de herramientas de cálculo por elementos finitos (herramientas CAE) para la optimización de algunos requerimientos de diseño. Finalmente se incluyen los cálculos realizados para determinar los elementos de unión requeridos en el ensamble del conjunto teniendo en cuenta las fuerzas máximas que deben transmitir.

**Palabras Claves:** Diseño Mecánico, Mecanizado, Alta Velocidad, CAD, CAE.

## 1. INTRODUCCIÓN

Con la aparición de nuevos materiales para herramientas que resisten muy bien al desgaste fue posible aumentar la velocidad de corte. Este parámetro está directamente relacionado con la velocidad de remoción de material y con la velocidad lineal de avance de la herramienta [1,2]. La primera es muy conveniente en aquellas aplicaciones que remueven gran parte del material original. La segunda implica un aumento en la velocidad de desplazamiento de la herramienta. Esto representa un problema, particularmente en el mecanizado de partes que requieren movimientos cortos y repetitivos. En estos casos, las altas velocidades, demandarán grandes aceleraciones de lo contrario no se alcanzan los valores programados o sólo se lograrán en un tramo corto de la trayectoria. Actualmente las máquinas CNC convencionales están en el orden de 0.2 g ( $1\text{ g}=9.8\text{ m/s}^2$ ) mientras que en mecanizado de alta velocidad se requiere entre 1 y 2 g. Esta situación no solo implica motores más potentes sino que también trae aparejadas otras complicaciones tanto desde el diseño estructural como del sistema de control [3-6].

En este trabajo se presenta el diseño de una mesa de posicionamiento en el plano o mesa XY que cumpla con las exigencias del mecanizado de alta velocidad. Se utiliza una herramienta de modelado de sólidos que facilita el proceso de diseño además de obtener resultados geoméricamente correctos. El diseño incluye el modelado de las piezas a fabricar y las prefabricadas con las que se realiza el ensamblan virtual del conjunto. Luego de verificar interferencias o inconsistencias del conjunto se obtienen los planos de fabricación. A partir del modelo de las piezas se obtiene información adicional como masas e inercias que posteriormente se utiliza para el cálculo de selección de los servomotores. También se presenta la utilización de herramientas de cálculo por elementos finitos (herramientas CAE) para la optimización de algunos requerimientos de diseño. Finalmente se incluyen los cálculos para determinar los elementos de unión requeridos en el ensamble del conjunto teniendo en cuenta las fuerzas máximas que deben transmitir.

## 2. ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

Las características del dispositivo deben ser tal que cumplan 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.

*Tabla 1: Especificaciones básicas*

<b>Requerimientos</b>	<b>Valor</b>
Aceleración lineal máxima (de cada eje)	1 g ( $9,8\text{ m/s}^2$ )
Velocidad lineal máxima	42 m/min (0.7 m/s)
Deformaciones estáticas máximas	$e \leq 20\ \mu\text{m}$
Área de trabajo (X x Y)	530 mm x 730 mm
Vida Útil	80.000 hs
Carga útil	145 kg

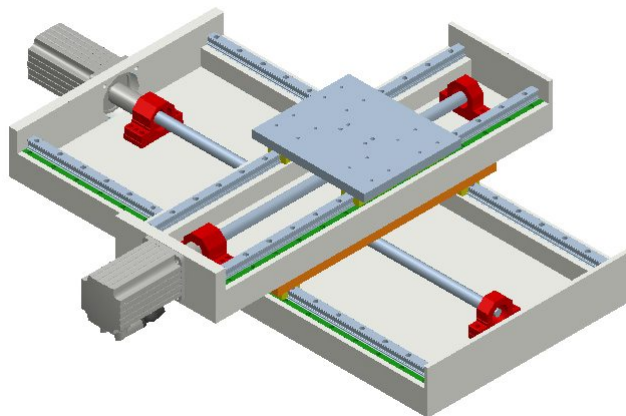
También, es necesario determinar las condiciones de esfuerzos y velocidades de las distintas etapas de un mecanizado de alta velocidad típico. Luego de realizar los cálculos pertinentes para cada condición de trabajo que encontraron los resultados expresados en la Tabla 2.

*Tabla 2: Condiciones de operación para cada eje*

Operación	Eje X			Eje Y		
	<i>n</i> [rpm]	<i>F</i> [N]	Utilización	<i>n</i> [rpm]	<i>F</i> [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. MODELADO DE LA MESA

Una mesa XY o mesa en cruz es una configuración de dos ejes de desplazamiento montados perpendicularmente uno sobre el otro, Figura 1. La carrera útil de los ejes es la que determinan el área de trabajo. Estas dimensiones se fijaron en función de mesas similares y de máquinas y herramientas de capacidad media, Tabla 1.



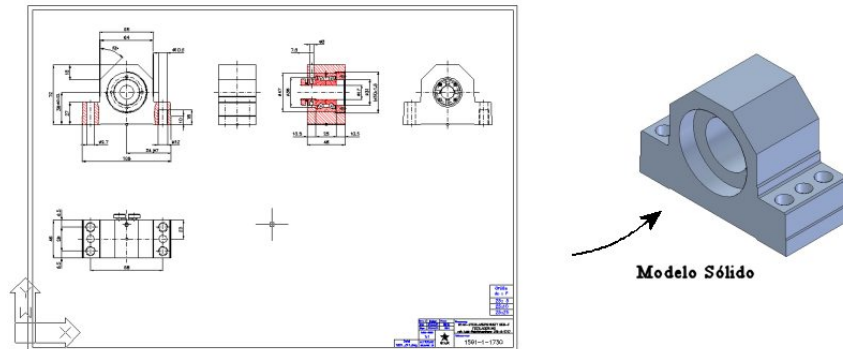
*Figura 1: Modelo de la mesa XY.*

Cada eje de desplazamiento está formado por un conjunto de elementos, algunos de ellos son prefabricados, mientras que otros deben ser diseñados para su posterior fabricación. Los elementos prefabricados son aquellos elementos críticos, como el conjunto husillo de bolas (compuesto por tornillo, tuerca y soportes extremos), el conjunto motor – controlador, y los patines de bolas y las guías. Entre los componentes diseñados se encuentran las bases para cada uno de los ejes, los soportes de las tuercas de bolas, los soportes del motor, las tapas de las bases y los platos que vinculan el soporte de la tuerca con los patines.

#### 3.1. Modelado de componentes comerciales

El modelado sólido de las partes compradas se realizó a partir de los planos CAD proporcionados por el fabricante, Figura 3. Esta funcionalidad, que generalmente está presente

en este tipo de herramientas, es muy importante dado que habitualmente los modelos complejos de ensamble están compuestos por partes o piezas de terceros.



Plano 2D

Figura 2: Plano 2D a modelo sólido.

### 3.2. Diseño y modelado de componentes a fabricar

Las formas y dimensiones finales de las piezas a fabricar se definen de acuerdo a las especificaciones de diseño, cómo área de trabajo, solicitaciones a esfuerzos, etc., a los elementos comerciales seleccionados y en algunos casos de acuerdo a criterios de optimización. Por ejemplo del esfuerzo lateral que deben soportar las guías surge la necesidad de utilizar fijaciones adicionales. De las opciones sugeridas por el fabricante se optó por la sujeción a través de cuñas. Esto define el perfil de las bases de los ejes junto con las dimensiones del conjunto husillo de bolas, soportes extremos y conjunto patín-guías. La longitud de las bases queda definida por el área de trabajo. En cuanto al ancho de las mismas se tuvieron en cuenta criterios distintos para cada eje. En el caso del Eje X (montado sobre el Eje Y) el ancho debe ser lo mas chico posible para reducir su peso y de esta manera poder cumplir con las especificaciones de aceleración. En cuanto al ancho del Eje Y se define de tal manera de minimizar las deformaciones del Eje X. Dado que este último va montado sobre el primero, se lo puede considerar como una viga soportada en dos puntos. En este caso la separación que minimiza la deformación será aquella que iguala las deformaciones tanto en el centro como en los extremos de la viga.

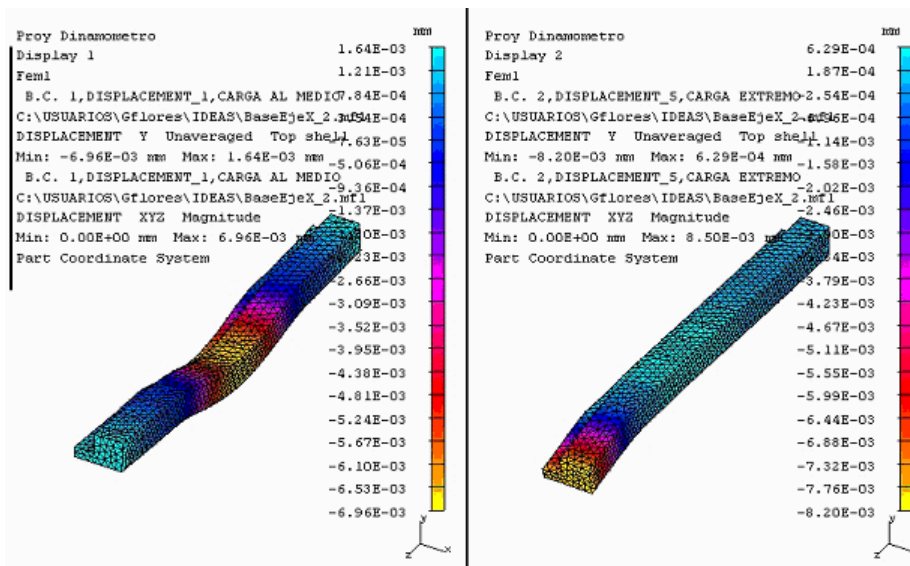
Para determinar esta separación óptima se recurrió a la utilización de herramientas de cálculo y simulación por elementos finitos. Estas herramientas permiten obtener comportamientos más próximos a la realidad para distintas situaciones de cargas y apoyos. Para realizar el ensayo, primero se modela el Eje X simplificado (como una viga de sección transversal "U"). Luego se realiza el mado del volumen, se aplican las restricciones de movimiento (correspondientes a los apoyos) y las condiciones de carga. Posteriormente se efectúan los cálculos para las distintas condiciones y se verifican las deformaciones. Es importante destacar que aprovechando la simetría longitudinal de la viga sólo se trabajó con una mitad de ella. Esto simplifica enormemente la cantidad de cálculos necesarios, acelerando la etapa de simulación.

Luego de realizar varias simulaciones, Figura 3, se llega al valor óptimo de separación entre guías. En la tabla Tabla 3 se resumen los resultados obtenidos.

*Tabla 3: Resultados de simulación*

Variable	$L_1$ [mm]	$L_2$ [mm]	$\delta_{1MAX}$ [ $\mu m$ ]	$\delta_{2MAX}$ [ $\mu m$ ]
Valor	185	465	8,2	6,9

El subíndice utilizado indica la condición de carga 1 (en voladizo) o 2 (en el centro). Como se aprecia, las deformaciones son muy similares en ambos casos siendo ligeramente mayor la deformación para la condición de carga en voladizo.



*Figura 3: Resultado de las simulaciones para ambas condiciones de carga.*

### 3.3. Ensamble del conjunto y Planos de fabricación

Una vez modelados los componentes se realiza el ensamble de cada uno de los ejes lo que implica definir relaciones entre elementos como alineación, coincidencia, concetricidad, etc.. Estas relaciones definen la ubicación y grados de libertad de la pieza pudiendo quedar estas fijas o móviles. En el caso de piezas móviles se puede simular su movimiento para verificar colisiones o interferencias. Completado el ensamble de cada eje se realiza el ensamble final de la mesa, Figura 1. De esta manera es posible corregir errores de modelado mediante la verificación de interferencia o la simple inspección. Esta es una característica importante que permite la creación dinámica de piezas geométricamente correctas permitiendo la construcción de partes libres de errores dimensionales. Con el modelo final del conjunto se pueden obtener características físicas como peso, momentos de inercia, baricentro, etc. para cálculos posteriores. Además a partir del modelo de cada una de las parte se obtienen los planos de fabricación de una manera sencilla, rápida e interactiva.

#### **4. SELECCIÓN DE MOTORES**

Los motores se seleccionan para cumplir con las condiciones de extremas de operación. Se debe verificar que el torque eficaz se encuentre por debajo del torque continuo, para que no se sobrepasen los límites térmicos del mismo. Además, la inercia del motor debe ser, según el catálogo del fabricante [7], mayor o igual a dos tercios de la inercia de la carga. Junto con el motor, se selecciona el controlador adecuado, donde los principales parámetros son la corriente nominal y máxima. Finalmente, verifica el valor del paso del tornillo que minimiza el torque del motor, para compararlo con el paso seleccionado.

##### **4.1. Condiciones de operación del Motor**

En esta sección se especifican los puntos de operación del motor necesarios para su selección, los cuales se resumen a continuación:

- *Máxima aceleración, con maquinado*: Teniendo en cuenta las ecuaciones de la dinámica del sistema, se calcula el torque requerido para lograr la máxima aceleración de diseño, teniendo en cuenta la fuerza máxima de maquinado, de donde se obtiene un torque de  $9 \text{ Nm}$  para el eje X y  $12,5 \text{ Nm}$  para el eje Y. La velocidad máxima para esta operación es la máxima de maquinado, de  $12 \text{ m/min}$  ( $1.200 \text{ rpm}$ ). Este punto debe estar dentro de la curva de torque máximo.
- *Máxima aceleración en vacío*: El torque se calcula de forma similar al punto anterior, pero eliminando la fuerza de maquinado, con lo que se obtiene un torque de  $7,1 \text{ Nm}$  para el eje X y  $10,6 \text{ Nm}$  para el eje Y. La velocidad para este punto de operación es la velocidad máxima de diseño, de  $4,2 \text{ m/min}$  ( $4200 \text{ rpm}$ ). Este punto también se debe encontrar dentro de la curva de torque máximo.
- *Máxima velocidad en vacío*: En este punto de operación se tiene la máxima velocidad de diseño ( $4.200 \text{ rpm}$ ) y el torque de fricción ( $0,58 \text{ Nm}$  para el eje X y  $0,6 \text{ Nm}$  para el eje Y), ya que el eje se mueve a velocidad constante.
- *Punto de operación Eficaz*: El torque de este punto es el torque eficaz, teniendo en cuenta las distintas operaciones del sistema de donde se obtienen  $2,75 \text{ Nm}$  para el eje X y  $3,7 \text{ Nm}$  para el eje Y. La velocidad para este punto es la velocidad media de  $516 \text{ rpm}$ .

##### **4.2. Determinación del Momento de Inercia mínimo**

Como se mencionó anteriormente, la inercia del motor debe ser mayor o igual a dos tercios de la inercia de la carga, la cual está compuesta por el momento de inercia del acoplamiento, del tornillo, y el de la masa lineal reflejada en el eje. Esta masa se calcula en función al diseño geométrico y a los componentes prefabricados que ya se seleccionaron. Los datos del momento de inercia del acoplamiento se pueden aproximar realizando una preselección, que

más tarde deberá ser verificada. Con todos estos datos, se calcula el momento de inercia mínimo del motor ( $J_{min}$ ), para cada eje, Ecuación (1):

$$J_{minX} = 422 \cdot 10^{-6} \text{ kg m}^2 \quad J_{minY} = 648 \cdot 10^{-6} \text{ kg m}^2 \quad (1)$$

### 4.3. Selección

Teniendo en cuenta los distintos puntos de operación para cada uno de los ejes, Tabla 4, y los momentos de inercia mínimos requeridos, se selecciona de catálogo [7] los motores para cada eje de desplazamiento. Una vez seleccionados los mismos y teniendo en cuenta el torque máximo, se selecciona un controlador adecuado. El proceso de selección dio como resultado el mismo conjunto motor – controlador para ambos ejes, Tabla 5.

*Tabla 4: Puntos de operación para cada eje*

<b>Operación</b>	<b>Eje X</b>		<b>Eje Y</b>	
	<b>n [rpm]</b>	<b>T [Nm]</b>	<b>n [rpm]</b>	<b>T [Nm]</b>
Máxima aceleración con maquinado	1.200	8,8	1.200	12,7
Máxima aceleración en Vacío	4.200	7,3	4.200	11,1
Máxima velocidad en vacío	4.200	0,6	4.200	0,6
Punto de operación eficaz	516	2,7	516	3,8

*Tabla 5: Especificaciones del conjunto Motor – Controlador seleccionado*

<b>Motor</b>		<b>Controlador</b>	
Marca	BOSCH	Marca	BOSCH
Torque nominal / máximo [Nm]	8 / 32	Corriente nominal [A]	11,30
Corriente nominal / máxima [A]	7,7 / 34,7	Corriente máxima [A]	28,30
Velocidad máxima [rpm]	6.000		
Momento de Inercia [kg m <sup>2</sup> ]	7,52 10 <sup>-4</sup>		

Conocido el valor real del momento de inercia del motor se recalculan los puntos de operación para comprobar que el motor satisface los requerimientos. Con estos nuevos puntos se ingresa nuevamente en el catálogo [7] y se comprueba que el conjunto seleccionado cumple con los requerimientos. En la Figura 4 se muestra la curva Torque – Velocidad del motor del eje Y, junto con los puntos de operación. Como se apreciar, el motor satisface los requerimientos de operación. Debido a que el motor del eje Y es el más exigido, se concluye que los motores seleccionados cumplen con las especificaciones de diseño.

### 4.4. Verificación del paso del tornillo

Una vez que se conocen los valores de las inercias en juego, se puede realizar un cálculo analítico para determinar el paso óptimo del tornillo. Planteando un modelo rígido del sistema en estudio, se obtiene una ecuación del torque en función del paso del tornillo (entre otros parámetros). De esta ecuación se deduce el paso que minimiza el torque motor (derivando respecto a este e igualando a cero) de donde se obtiene la Ecuación (2).

$$P = \sqrt{\frac{(2\pi)^2 J \cdot \ddot{x}}{m \cdot \ddot{x} + \mu \cdot m \cdot g + F_{CR}}} \quad (2)$$

Donde el paso del tornillo ( $P$ ) se calcula en función del momento de inercia de las partes rotacionales ( $J$ ) la masa que se desplaza linealmente ( $m$ ), la aceleración lineal ( $\ddot{x}$ ), el coeficiente de fricción lineal ( $\mu$ ) y la fuerza de maquinado ( $F_{CR}$ ).

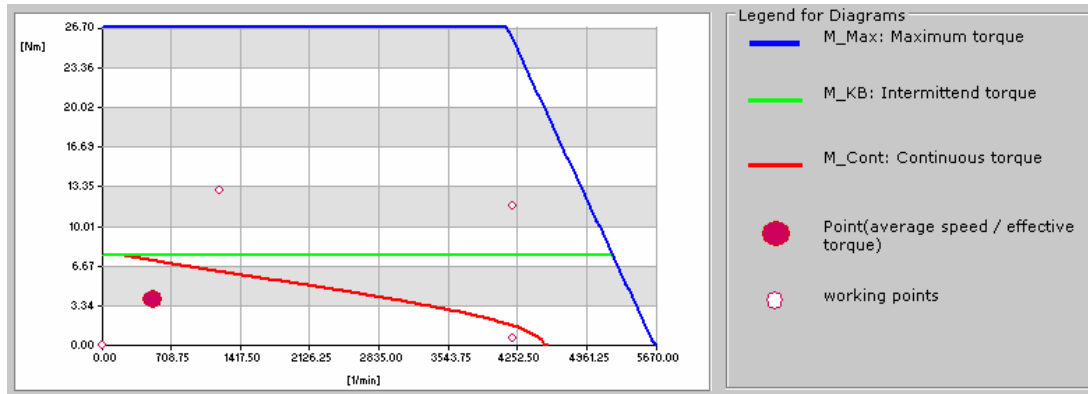


Figura 4: Curva Torque – Velocidad para el motor seleccionado y puntos de operación

Teniendo en cuenta las condiciones de operación más desfavorables (máxima aceleración lineal, la máxima carga y fuerza de mecanizado máxima) se calculó el paso del tornillo que minimiza el torque motor, de donde se obtiene Ecuación (3):

$$P_x = 11,52 \frac{mm}{rev} \quad P_y = 12,48 \frac{mm}{rev} \quad (3)$$

Como se puede observar, los valores obtenidos para el paso se aproximan mucho al paso seleccionado, de  $10 \text{ mm/rev}$ . Considerando que los pasos más cercanos al paso seleccionado son de  $5 \text{ mm/rev}$  y  $25 \text{ mm/rev}$ , se optó por mantener el paso seleccionado inicialmente.

## 5. CÁLCULO DE ELEMENTOS DE FIJACIÓN

En esta sección se calculan la cantidad y dimensiones de los elementos necesarios para asegurar la unión de las partes que conforman la mesa. Para esto, se analizan los esfuerzos dinámicos y estáticos a los que están sometidas las fijaciones. Los elementos de fijación deben proporcionar la resistencia necesaria para soportar los esfuerzos cortantes a los que son sometidas las uniones, evitando desplazamientos relativos entre ambas piezas. Para el cálculo se debe conocer el valor de la fuerza dinámica cortante máxima a la que están sometidas las piezas en contacto. Esta fuerza actúa cuando se aplica el torque máximo del motor, con el sistema en reposo, y se puede calcular como Ecuación (4):

$$F_M = \frac{T_M \cdot 2\pi}{P} \quad (4)$$

Donde  $F_M$ : Fuerza lineal máxima [N];  $T_M$ : Torque motor máximo [Nm];  $P$ : Paso del tornillo [m/rev]. Los valores de torque máximo requeridos para alcanzar las máximas aceleraciones se calcularon en la sección anterior para cada eje de desplazamiento. Para tener un margen de

seguridad adicional, se tomaron como torques máximos 12 Nm para el eje X, y 15 Nm para el eje Y. Con estos datos, las fuerzas lineales máximas resultaron Ecuación (5):

$$F_{MX} = 7.540 \text{ N} \quad F_{MY} = 9.425 \text{ N} \quad (5)$$

Teniendo en cuenta estos valores se calculan los elementos de fijación necesarios. Para ello los elementos que están en contacto se toman de a pares, se determina la fuerza cortante que debe soportar la unión y se calcula: a) la cantidad de tornillos de un determinado diámetro o b) dada una cantidad fija de tornillos se verifica la necesidad de utilizar fijación adicional como pernos de fijación o cuñas. La fuerza cortante máxima que proporciona cada tornillo se calcula teniendo en cuenta el coeficiente de fricción entre las superficies en contacto y el torque de apriete del tornillo. La fuerza de apriete del tornillo se calcula como [8,9] Ecuación (6):

$$T_A = 0,21 \cdot F_A \cdot d \quad (6)$$

Donde  $T_A$ : Torque de apriete del tornillo [Nm];  $F_A$ : Fuerza de apriete entre las superficies (normal a las mismas) [N];  $d$ : Diámetro nominal del tornillo [m]. Una vez conocida esta fuerza y aplicando un coeficiente de seguridad  $k_s$ , se tiene Ecuación (7):

$$F_{CM} = \frac{1}{k_s} \cdot F_A \cdot \mu \Rightarrow F_{CM} = \frac{1}{k_s} \frac{T_A \cdot \mu}{0,21 \cdot d} \quad (7)$$

Donde:  $F_{CM}$ : Fuerza cortante máxima ejercida por el tornillo [N];  $\mu$ : Coeficiente de fricción estático entre las dos superficies [adimensional];  $k_s$ : Coeficiente seguridad [adimensional]. El coeficiente de seguridad  $k_s$  se calcula teniendo en cuenta las indicaciones del fabricante de los componentes comerciales en cuanto a los límites de carga admisibles sugeridos según el tipo de fijación seleccionado. El valor calculado de  $k_s$  es de 2,35.

*Tabla 6: Resumen de las fijaciones utilizadas*

Descripción de la unión	Elementos de sujeción
Patines ejes X,Y/ Plato eje X,Y	4 x M8 (8,8) + 2 pernos $\Phi=10$ mm por patín
Plato eje Y / Base eje X	12 x M8 (8,8) + 4 pernos $\Phi=10$ mm
Soporte Fijo eje X,Y / Base eje X,Y	4 x M10 (8,8) + 2 pernos $\Phi=10$ mm
Soporte Flotante eje X,Y /Base eje X,Y	2 x M10 (8,8)
Soporte Tuerca eje X,Y / Plato eje X,Y	4 x M10 (8,8) + 2 pernos $\Phi=10$ mm
Rieles eje X / Base eje X	14 x M6 (8,8) por riel + cuñas para fijación adicional
Rieles eje Y / Base eje Y	18 x M6 (8,8) por riel + cuñas para fijación adicional
Brida Motor eje X / Base eje X	4 x M6 (8,8)
Brida Motor eje Y / Base eje Y	6 x M6 (8,8)

En aquellos casos que se requiere la utilización de pernos de fijación se calcula el esfuerzo cortante máximo que éste puede soportar como [8,9]:

$$F_{pf} = \frac{\tau}{k_s} \cdot A \quad (8)$$

Donde:  $F_{pf}$ : Fuerza de corte máxima soportada por el perno de fijación [N];  $\tau$ : Tensión de fluencia al corte [N/m<sup>2</sup>];  $A$ : Área sometida al esfuerzo de corte [m<sup>2</sup>];  $k_{sf}$ : Coeficiente de seguridad para la tensión de fluencia [adimensional]. En la Tabla 6 se presenta las fijaciones

calculadas. En algunas uniones particulares se colocaron pernos de fijación adicional para obtener un ensamble desmontable.

## **5. CONCLUSIONES**

Este trabajo presentó el diseño de una mesa en cruz que cumple con los requerimientos exigidos por aplicaciones de mecanizado de alta velocidad. Esta aplicación particular impone condiciones de diseño exigentes tanto desde el punto de vista estructural como de control. Para el diseño de la mesa se utilizaron herramientas de modelado de sólidos las cuales presentan una serie de ventajas que facilitan el proceso y permite arribar a diseños geoméricamente coherentes. También se presentó el uso de herramientas de cálculo por elementos finitos para satisfacer criterios de diseño. La utilización de ambas herramientas facilitó el diseño de la mesa, reduciendo el número de iteraciones inherentes al proceso de diseño.

## **6. REFERENCIAS**

- [1] Kalpakjian, Serope, "Manufacturing Processes for Engineering Materials", Adisson-Wesley Pub Co, 3<sup>ra</sup> edición, 1997.
- [2] Gustavo M. Flores, Rogelio L. Hecker, Rubén D. Roldán y Luciano A. Marina, "Diseño de una mesa XY para máquinas-herramientas de alta velocidad". Segundas Jornadas de Informática Industrial (JII05), Rosario, Argentina, 29 y 30 de Agosto del 2005.
- [3] Rogelio L. Hecker and Gustavo M. Flores, "A Review of Machine-Tools Servocontrol Level". XI Reunión de Trabajo en Procesamiento de la Información y Control, Río Cuarto, Córdoba, Argentina, 21 al 23 de septiembre de 2005.
- [4] Erkokmaz K., Altintas Y., "High Speed CNC System Desig. Part III: High Speed Tracking and Contouring Control of Feed Drives", International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2001, vol 41, pp 1637-1658.
- [5] Renton D., Elbestawi M.A., "High Speed Servo Control of Multi-axis Machine Tools", International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2000, vol 40, pp 539-559.
- [6] Mahmoud Shatla, Christian Kerk, Taylan Altan, "Proces modeling in machining. Part I: determination of flow stress data", International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2001, vol 41, pp 1511-1534.
- [7] Rexroth Bosch Group: "*Rexroth IndraDrive and Rexroth IndraDyn – Evolution in drive technology*" (2006)
- [8] Norton Robert L., "Machine Design. An Integrated approach", Prentice Hall, 2000.
- [9] Timoshenko S., Young D.H.; "Elementos de resistencia de materiales", Limusa: Noriega Editores, 2000.