

## DISEÑO PRELIMINAR DE UNA CELDA DE CARGA PARA MAQUINADO

**Gustavo M. Flores<sup>a</sup>, Rogelio L. Hecker<sup>a,b</sup>, Esteban Dalhaye<sup>a</sup> y Julián Guzmán<sup>a</sup>**

*<sup>a</sup>Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Pampa  
Calle 110 esq. 9, General Pico (6360), La Pampa, Argentina  
gmflores@ing.unlpam.edu.ar, <http://www.ing.unlpam.edu.ar>*

*<sup>b</sup>CONICET*

**Palabras claves:** maquinado, celda de carga, fuerza.

**Resumen.** Los procesos de mecanizado son extensivamente utilizados en la industria manufacturera por lo que un mayor conocimiento y control del proceso producirán significativos beneficios. Particularmente el conocimiento de la fuerza de corte es de gran importancia tanto para el monitoreo del estado de la herramienta (desgaste, rotura del filo de corte, etc.) como para el diseño de máquinas y herramientas. Este trabajo presenta el diseño preliminar de una celda de carga que utiliza elementos deformables del tipo ranura y agujero circular, geometría tipo S, para medir la fuerza presente en procesos de mecanizado. El diseño que se presenta permite medir fuerzas estáticas en tres direcciones principales a partir de la deformación captada por galgas extensiométricas. La celda de carga se diseñó para ser montada inicialmente en un torno CNC marca Promecor modelo SMT-03 pero puede ser utilizado en otras aplicaciones como fresado, agujereado, etc. El diseño se realiza utilizando métodos de cálculo por elementos finitos que permiten arribar a un diseño final que cumple con especificaciones de rigidez apropiadas por este tipo de aplicación y logrando valores de sensibilidad cruzada y errores muy alentadores.

## 1 INTRODUCCIÓN

El conocimiento de la fuerza de mecanizado es de gran importancia tanto para la implementación de técnicas de control adaptivas como para el monitoreo del estado de la herramienta de corte tal como desgaste, rotura del filo de corte, etc, (Liang et al. 2004). El estado de la herramienta tiene influencia directa sobre la generación de calor, la calidad de la superficie mecanizada y la exactitud de las dimensiones de la pieza de trabajo. La fuerza de corte desarrollada durante el mecanizado puede ser estimada por métodos indirectos mediante la medición de la potencia consumida o en forma directa a través de la utilización de una celda de carga o dinamómetro (Korkut, 2003; Yaldiz y Ünsaçar, 2005). En general estos últimos se basan en la deformación elástica de los materiales para determinar el valor de fuerzas aplicada en una o varias direcciones.

En el diseño del dinamómetro se deben tener en cuenta, entre otros, dos requerimiento que están en oposición y que son sensibilidad y rigidez. La sensibilidad se refiere al menor incremento que se puede medir. Un buen dinamómetro para investigación debería poder captar variaciones del orden de  $\pm 1\%$  del valor para el cual se diseña (Karabay, 2005). Por otro lado, la rigidez, definida como la fuerza requerida por unidad de deformación, debe ser lo suficientemente alta de manera que las deflexiones sean lo menor posible y no afecten al proceso de corte. Este último exige la utilización de dispositivos de medición capaces de captar deformaciones muy pequeñas.

Los transductores comúnmente utilizados en celdas de carga son del tipo piezo-eléctrico o galgas extensiométricas (straingauge, SG, en inglés). Los piezoeléctricos se caracterizan por su buena sensibilidad y alta rigidez, alta respuesta en frecuencia y precisión, una vida de servicio larga y un buen grado de fiabilidad. Además poseen muy buena resistencia al paso del tiempo y baja pérdida de sensibilidad con la temperatura. Sin embargo presentan como desventaja no poder medir condiciones estáticas sin un complejo sistema de procesamiento de datos y poseen un mayor costo comparativo respecto de las galgas extensiométricas.

Una galga extensiométrica funciona bajo el principio descrito por William Thomson, quién encontró que la resistencia de un alambre de metal cambia cuando es sometido a deformaciones. Este fenómeno se utiliza para determinar el grado de deformación de un material a partir de la variación de la resistencia de un SG pegado sobre la superficie del mismo donde existe una deformación adecuada. Las principales ventajas de los SG son su bajo costo comparativo y buena exactitud en mediciones estáticas.

Este trabajo presenta un diseño conceptual de una celda de carga basada en elementos deformables y la lectura de estas deformaciones por medio de SG. A diferencia de otros trabajos en el área (Korkut, 2003; Yaldiz y Ünsaçar, 2005), se presenta en esta publicación el diseño de los elementos deformables mediante cálculos por elementos finitos que permite obtener un diseño óptimo logrando valores de rigidez y sensibilidad adecuados.

## 2 DINAMÓMETRO CON ELEMENTOS DEFORMABLES TIPO S

El dinamómetro será aplicado principalmente para la medición de fuerzas presentes en operaciones de mecanizado. Dado que estas pueden tener distintas direcciones u orientaciones es deseable que pueda medir las tres componentes de una fuerza orientada en el espacio. Se fijó como valor máximo una fuerza de 5000 Newton con una rigidez de 60 N/ $\mu\text{m}$ . Inicialmente será montado sobre un torno CNC marca Promecor modelo SMT-03 por lo tanto sus dimensiones deben ajustarse al espacio disponible para su instalación, Figura 1.

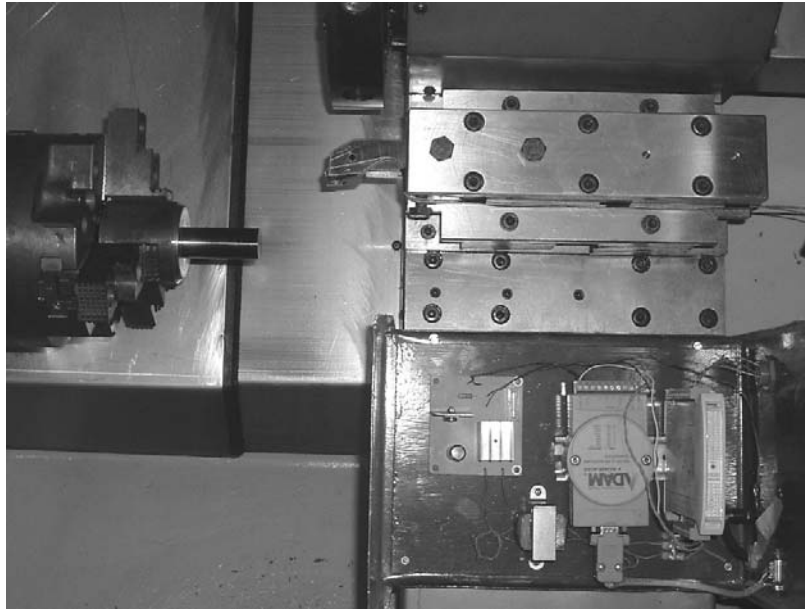


Figura 1: Lugar de montaje en el torno CNC Promecor.

Cómo material para la construcción del dinamómetro se seleccionó un acero 1045 con límite de fluencia de  $380 \text{ N/mm}^2$ . El diseño de los elementos deformables o resortes debe ser tal que al aplicar la fuerza máxima el esfuerzo no supere en ningún punto este valor, afectado por un factor de seguridad apropiado.

Con el objeto de maximizar las premisas de sensibilidad y rigidez los elementos deformables deben presentar zonas de alta deformación con bajos desplazamientos lineales. Precisamente las galgas extensiométricas se deben colocar en estas zonas de altas deformaciones. Hay una gran variedad de geometrías extensamente estudiadas entre las que se pueden mencionar las de tipo viga, ranura y agujero circular (tipo S, tipo U, etc), anillos, etc. En este trabajo se presentan los resultados utilizando un elemento con geometría tipo S. El diseño de estos dispositivos implica definir las dimensiones geométricas de manera de cumplir las premisas de diseño.

A continuación se presentan el análisis y diseño del dinamómetro utilizando el método de elementos finitos.

## 2.1 Diseño del elemento deformable tipo S

El elemento deformable tipo S es un caso particular de las geometrías del tipo ranura agujero circular. Cuando este elemento es sometido a cargas en direcciones X e Y, presenta dos zonas de alta deformación perfectamente definidas, Figura 2 y Figura 3. El diseño de este elemento implica definir las dimensiones de los agujeros, ranuras y los valores de  $a_i$ , ( $i=1,2$ ),  $h$  y el espesor  $b$ , Figura 3. Resulta complicado definir expresiones analíticas que contemple la deformación y desplazamientos en función de las variables mencionadas. En [Kim and Kim, 1997](#), se presentan expresiones basadas en análisis dimensionales y experimentales que permiten relacionar estas variables. Estas expresiones permitirían definir las dimensiones del elemento basado en las especificaciones de rigidez requeridas. Sin embargo utilizando el método de elementos finitos y comparando con los resultados obtenidos a través de estas expresiones no se arribó a valores similares. Por este motivo el diseño se limitó al análisis mediante elementos finitos.

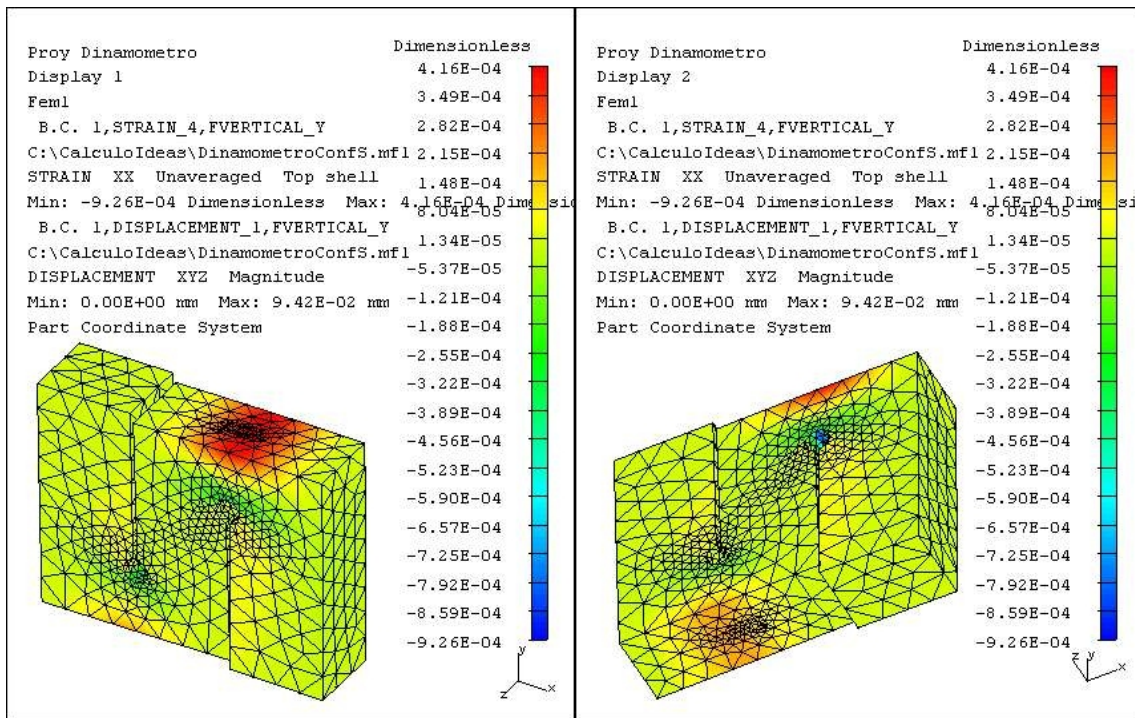


Figura 2: Visualización de las zonas principales de deformación.

La altura y largo del elemento deformable se definen en función de las restricciones dimensionales dadas por la máquina-herramienta donde será colocado inicialmente la celda de carga. Las dimensiones del agujero y ranura se fijan en 5 mm y 1 mm respectivamente. Finalmente las dimensiones  $a1$ ,  $a2$  y  $b$  se obtienen mediante cálculo por elementos finitos de forma tal de cumplir con la especificación de rigidez del dinamómetro. Es importante destacar que al realizar los ensayos mediante elementos finitos la superficie sobre la cual se aplica la fuerza se restringe a desplazarse solo en la dirección de aplicación de la misma. Esta limitación se aplica para simular el comportamiento que tendría el elemento individual cuando forma parte del dinamómetro.

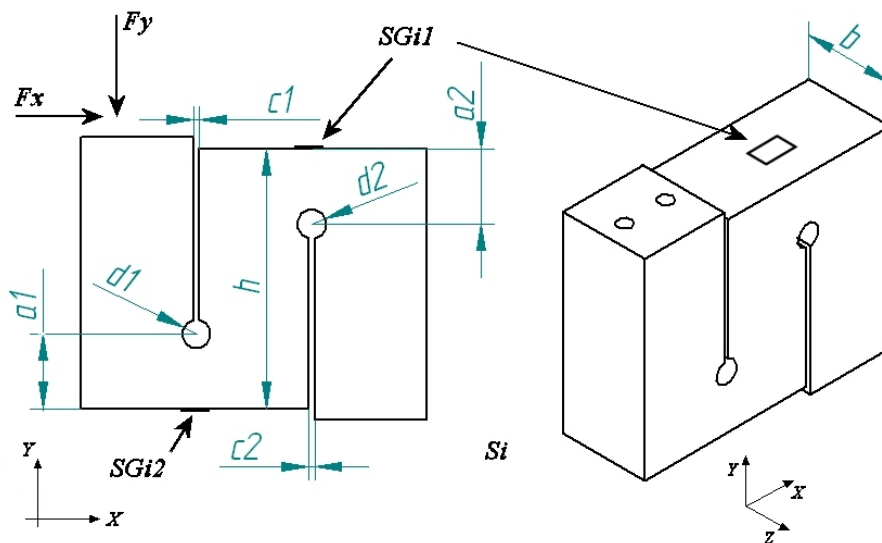


Figura 3: Geometría de elementos deformables tipo S.

Teniendo en cuenta la configuración que los elemento deformables adoptan en el dinamómetro, Figura 4, se tiene que la rigidez estimada del conjunto en cada una de las direcciones  $X, Y, Z$ , será (1.):

$$\begin{aligned} Rd_y &= 4Rr_y \\ Rd_x &= Rd_z = 2(Rr_x + Rr_z) \end{aligned} \quad (1.)$$

Siendo  $Rd_i$ , ( $i=x,y,z$ ) rigidez estimada del dinamómetro en la dirección  $i$  y  $Rr_i$  ( $i=x,y,z$ ) la del elemento deformable también en cada una de las direcciones  $i$ . Mediante ensayos por elementos finitos se obtienen valores de desplazamientos producto de la aplicación de fuerzas sobre el elemento individual. Finalmente con estos, se calcula la rigidez en cada una de las direcciones  $X, Y, Z$  tanto del elemento individual como del valor estimado para el dinamómetro, Tabla 1.

$i=$	$a_1$ (mm)	$a_2$ (mm)	$b$ (mm)	$F_i$ (N)	$\delta_i$ (mm)	$Rr_i$ (N/ $\mu$ m)	$Rd_i$ (N/ $\mu$ m)
<b>X</b>	13	13	15	1000	$3.19 \times 10^{-2}$	31.25	73.6
<b>Y</b>	13	13	15	-1000	$-7.32 \times 10^{-2}$	13.69	54.76
<b>Z</b>	13	13	15	500	$9.05 \times 10^{-2}$	5.55	73.6

Tabla 1: Valores de rigidez del elemento tipo S, en las direcciones  $x, y, z$ .

Como se observa en la tabla, la rigidez estimada del dinamómetro en la dirección vertical  $Y$  ( $Rd_y$ ) no cumple con las especificación de diseño, sin embargo se adoptan estos valores para el diseño preliminar del mismo. Debido al comportamiento distinto que exhibe el elemento deformable cuando forma parte del ensamble se espera que haya diferencia entre el valor estimado de la rigidez y el valor real. Posteriormente con los ensayos del conjunto se finalizará con el ajuste de las dimensiones para cumplir las exigencias de rigidez.

## 2.2 Diseño del Dinamómetro

La sensibilidad cruzada del elemento deformable analizada en forma individual no es buena. Es decir que no es posible determinar con precisión la magnitud y dirección de la fuerza aplicada simplemente con la lectura de la deformación en las zonas de medición. Sin embargo utilizando dos de estos elementos por cada dirección horizontal y colocándolos de manera apropiada es posible aumentar considerablemente la sensibilidad cruzada del conjunto. Utilizando este principio se propone el diseño de un dinamómetro que permite medir fuerzas en tres direcciones. Se utilizan dos elementos tipo S orientados en la dirección horizontal  $X$  (S1, S3) y dos en la dirección horizontal  $Z$  (S2, S4), Figura 4.

Definida la geometría preliminar del elemento deformable se realiza el ensamble del dinamómetro y se verifican, mediante cálculo por elementos finitos, los valores de rigidez del conjunto. Una vez realizados los ensayos se observa que para las dimensiones iniciales no se cumple la condición de rigidez en las direcciones horizontales  $X$  y  $Z$ , Tabla 2. Para solucionar este inconveniente se propone ajustar el espesor  $b$  del elemento tipo S manteniendo constantes las restantes dimensiones. Esta decisión se fundamenta en que la rigidez del elemento individual en la dirección transversal  $Rr_z$ , Figura 3, está principalmente afectada por esta dimensión y que la misma no produce importantes cambios de rigidez en las restantes. De esta manera y teniendo en cuenta las ecuaciones (1.) se espera igualar los valores de rigidez en cada una de las direcciones  $X, Y, Z$ . Finalmente y luego de varios ensayos se obtiene el valor del espesor que verifica la condición de diseño, Tabla 2. De esta manera las dimensiones finales del elemento deformable se presentan en la Figura 5.

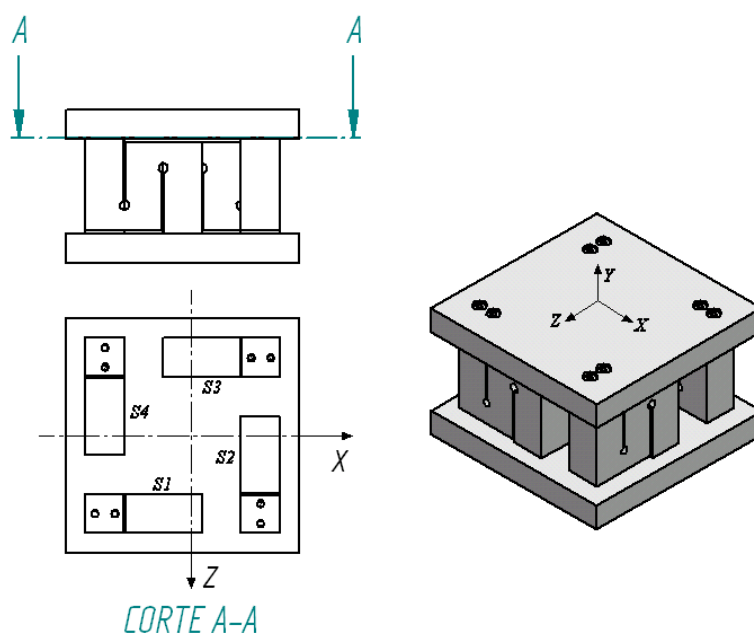


Figura 4: Configuración del dinamómetro propuesto.

i	Fi (N)	b=15 mm	b=18 mm	b=20 mm
		Ri (N/μm)	Ri (N/μm)	Ri (N/μm)
X	1000	43	52	62
Y	-1000	117	142	156
Z	1000	43	52	62

Tabla 2: Valores de rigidez del dinamómetro para distintos valores del espesor  $b$ .

Definidas las dimensiones del dinamómetro es necesario hallar expresiones que permitan determinar las fuerzas aplicadas en función de las deformaciones captadas por las galgas extensiométricas. Para ello se propone el siguiente sistema de ecuaciones en el cual se tiene en cuenta la compensación de los efectos cruzados:

$$\begin{aligned}
 F_y &= -K_{yy} \sum_{i=1}^4 SGi1 + K_{xy} (+SG12 + SG22 - SG32 - SG42) + \\
 &\quad + K_{zy} (-SG12 + SG22 + SG32 - SG42) \\
 F_x &= K_{xx} (SG12 + SG22 - SG32 - SG42) + K_{yx} (-SG11 - SG21 + SG31 + SG41) + \\
 &\quad + K_{zx} (-SG11 + SG21 - SG31 + SG41) \\
 F_z &= K_{zz} (SG12 - SG22 - SG32 + SG42) + K_{yz} (-SG11 + SG21 + SG31 - SG41) + \\
 &\quad + K_{xz} (-SG11 + SG21 - SG31 + SG41)
 \end{aligned} \quad (2.)$$

En este sistema los términos  $SGij$  ( $i=1, 2, 3, 4; j=1, 2$ ) corresponden a la deformación captada por la galga extensiométrica del elemento  $Si$ , Figura 4, en la posición  $j$ , siendo  $j=1$  la posición superior y  $j=2$  la inferior, Figura 3. Dado que el valor de la deformación puede ser positivo o negativo según sea tracción o compresión respectivamente, se fija el signo de tal manera de que cuando la fuerza se aplica en la dirección positiva el valor de las galgas se sumen. De esta manera las deformaciones por tracción tendrán signo positivo y las de compresión signo negativo. En el caso de las deformaciones utilizadas para compensar los

efectos cruzados se coloca el signo negativo cuando el efecto de una fuerza positiva, en otra dirección, produce un aumento en el valor de la deformación en la dirección de medición.

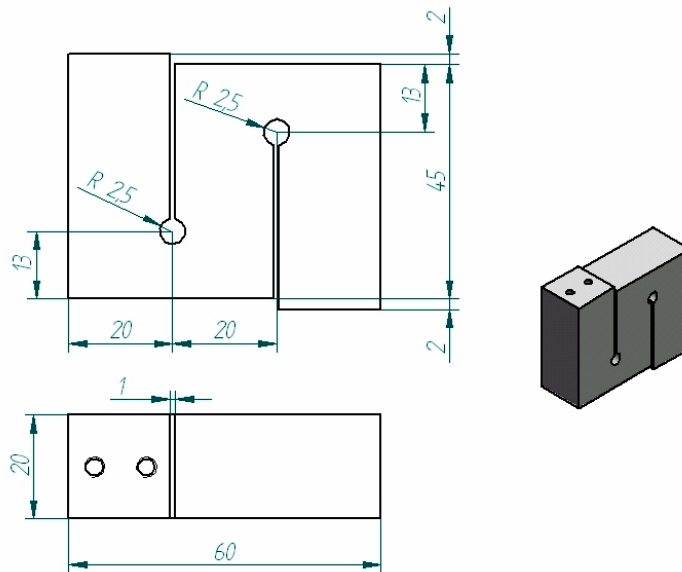


Figura 5: Dimensiones finales del elemento deformable.

Las constantes  $K_{mn}$ , ( $m=x, y, z; n=x, y, z$ ) cuantifican el efecto que una fuerza en la dirección  $m$  produce en la dirección  $n$ . Para determinar los valores de estas constantes se realizan tres ensayos particulares en cada uno de los cuales se aplica una fuerza en una dirección, se obtienen las deformaciones y se las introduce en el sistema de ecuaciones (2.). De esta manera se arriba a un conjunto de ecuaciones de las que se puede obtener el valor de cada una de ellas, Tabla 3.

Kmn (N)	n		
	X	Y	Z
m X	$40.43 \times 10^5$	0	0
Y	$-40.43 \times 10^5$	$85.03 \times 10^5$	$-40.43 \times 10^5$
Z	0	0	$40.43 \times 10^5$

Tabla 3: Valores de las constantes del sistema de ecuaciones propuesto.

De esta manera el sistema de ecuaciones (2.) queda:

$$\begin{aligned}
 F_y &= -K_{yy} \sum_{i=1}^4 SGi1 \\
 F_x &= K_{xx} [(SG12 + SG11 - SG32 - SG31) + (SG22 + SG21 - SG42 - SG41)] \\
 F_z &= K_{zz} [(SG12 + SG11 - SG32 - SG31) - (SG22 + SG21 - SG42 - SG41)] \quad (3.)
 \end{aligned}$$

### 3 RESULTADOS DE SIMULACIÓN

Una vez obtenido el diseño del dinamómetro que cumple las exigencias impuestas se procede a determinar la capacidad máxima de carga, la sensibilidad cruzada del conjunto y el error en la determinación de la fuerza a partir de la lectura de las deformaciones.

Para hallar la capacidad máxima de carga en cada una de las direcciones se aplican fuerzas

al dinamómetro y mediante simulaciones por elementos finitos se obtienen las tensiones máximas del conjunto. Estas tensiones no deben superar las tensiones de fluencia del material afectados por un factor de seguridad definido como el cociente entre el mencionado esfuerzo y el máximo permitido. Tomando un factor de 2 y en función del material seleccionado (SAE 1045) la carga máxima admisible en la dirección Y es de 8500 N y de 4100 N en las direcciones horizontales X y Z. Para un valor mas conservador, factor de seguridad de 3, los resultados arrojan una celda de carga con capacidad para 6700 N en la dirección vertical Y y de 3300 N en las direcciones horizontales. Estos resultados indican que el dinamómetro sólo cumple con la condición de carga máxima en las dirección vertical Y, siendo de 3300 N en las direcciones horizontales (valor mas conservador).

### 3.1 Sensibilidad Cruzada

Con el sistema de ecuaciones y las constantes halladas se procedió a analizar la sensibilidad cruzada del dinamómetro. Es decir se determinó cuál es la influencia que produce la aplicación de una fuerza en una dirección sobre las restantes. Para ello se efectuaron simulaciones aplicando fuerzas de distinta magnitud, se calcularon los valores de las mismas a partir del sistema de ecuaciones (3.) y se determinó el efecto cruzado como:

$$S_{ij} = \frac{F_j}{F_i} * 100 \quad (4.)$$

Siendo  $S_{ij}$  con  $i \neq j$  ( $i=x,y,z; j=x,y,z$ ) la sensibilidad cruzada porcentual que produce una fuerza aplicada en la dirección  $i$  sobre la dirección  $j$ . En Tabla 4 y Tabla 5, se presentan los valores de la sensibilidad cruzada y error en la medición de la fuerza ( $Error F_i, i=x,y$ ) obtenidas para tres ensayos, donde  $F_i$  y  $F_{imed}$ ,  $i=x,y,z$ , son los valores de la fuerza aplicada y medida respectivamente en cada una de las direcciones. Es de destacar que por simetría los valores de sensibilidad en las direcciones X y Z serán de igual magnitud.

NºExp.	Fx	Fxmed	Fymed	Fzmed	Error Fx	Sxy	Sxz
1	1000	997,33	-0,35	-1,60	-0,27%	-0,04%	-0,16%
2	3000	2991,99	-1,06	-4,81	-0,27%	-0,04%	-0,16%
3	5000	4986,65	-1,77	-8,02	-0,27%	-0,04%	-0,16%

Tabla 4: Sensibilidad cruzada y Error en la dirección X.

NºExp.	Fy	Fxmed	Fymed	Fzmed	Error Fy	Syx	Syz
1	1000	0,37	1001,12	0,00	0,11%	0,04%	0,00%
2	3000	1,10	3003,36	0,01	0,11%	0,04%	0,00%
3	5000	1,83	5005,59	0,02	0,11%	0,04%	0,00%

Tabla 5: Sensibilidad cruzada y Error en la dirección Y..

Los resultados obtenidos son muy alentadores pero se debe aclarar que los mismos son teóricos y no consideran errores que se presentan en la aplicación real, como errores de posicionado y pegado de las galgas extensiométricas, errores del sistema de acondicionamiento y adquisición de datos, constructivos, etc..

### 3.2 Fuerzas en varias direcciones

Finalmente para cuantificar la respuesta del dinamómetro se aplicaron fuerzas en varias direcciones y se calcularon las mismas a partir del sistema de ecuaciones (3.) y la



deformación obtenida por simulación. Nuevamente la respuesta fue muy satisfactoria logrando errores menores al 1 % de la fuerza aplicada. En la Tabla 6, se presentan estos resultados de simulación:

Exp.Nº	1			2		
	Fy	Fx	Fz	Fy	Fx	Fy
<b>Aplicado</b>	1700	700	0	1700	700	1200
<b>Medido</b>	1701,7	698,75	-1,1165	1701,6	701,33	1193,2
<b>Error</b>	0,097%	-0,178%		0,096%	0,190%	-0,570%

Tabla 6: Resultados obtenidos de la aplicación de fuerzas en dos y tres direcciones.

#### 4 CONCLUSIONES

El conocimiento de las fuerzas presentes en el proceso de mecanizado es de gran importancia tanto para el monitoreo del estado de la herramienta (desgaste, rotura del filo de corte, etc.) como el diseño de máquinas y herramientas. En este trabajo se presentó el diseño preliminar de una celda de carga que utiliza elementos deformables del tipo ranura y agujero circular de geometría tipo S. Las fuerzas se miden por la deformación de galgas extensiométricas colocadas convenientemente. El diseño presentado permite determinar fuerzas estáticas en tres direcciones principales de procesos de corte. El diseño fue pensado para ser montada inicialmente en un torno CNC marca Promecor modelo SMT-03 pero puede ser utilizada en otras aplicaciones como fresado, agujereado, etc.. La utilización de herramientas de cálculo por elementos finitos facilitó el proceso de diseño y permitió arribar a un diseño óptimo cumpliendo con las exigencias de rigidez y capacidad máxima exigida para este tipo de aplicación. Los valores de error y sensibilidad cruzada obtenidos por simulación son muy alentadores siendo ambos menores al 1%. Sin embargo se debe destacar que solo es un cálculo teórico. En caso de implementación estos valores serán mayores producto de desalineaciones, errores de pegado de las galgas extensiométricas, errores del sistema de acondicionamiento de señales, etc.

#### REFERENCIAS

- İhsan Korkut. A dynamometer design and its construction for milling operation. *Materials & Design*, 24 (8), pp. 631-637, 2003.
- Jeong-Du Kim and Dong-Sik Kim. Development of a combined-type tool dynamometer with a piezo-film accelerometer for an ultra-precision lathe. *Journal of Materials Processing Technology*, 71(3), pp. 360-366, 1997.
- Liang, Steven Y., Hecker, Rogelio L., and Landers, Robert G. Machining Process Monitoring and Control: The State-of-the-Art, *Journal of Manufacturing. Science and Engineering*, ASME, 126(2), pp. 297-310, 2004.
- Sedat Karabay. Design criteria for electro-mechanical transducers and arrangement for measurement of strains due to metal cutting forces acting on dynamometers. *Materials & Design*, In Press, Corrected Proof, 2005.
- Süleyman Yıldız and Faruk Ünsaçar. Design, development and testing of a turning dynamometer for cutting force measurement. *Materials & Design*, In Press, Corrected Proof, 2005.