Diseño de un dinamómetro con frecuencia natural variable por medio de un programa de elementos finitos.

M. Jacas Cabrera*, M. Rodríguez Madrigal*, J. Rodríguez Matienzo, J. Carlos Galvez*.**
*Departamento de Tecnología de Construcción de Maquinaria. Fac. Ing. Mecánica. CUJAE.
**Departamento de Mecánica Aplicada. Fac. Ing. Mecánica. CUJAE.
Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría., La Habana 19390
Calle 127. Marianao 15, Ciudad Habana. Cuba.
E-mail: jacas@mecanica.cujae.edu.cu, melchor@mecanica.cujae.edu.cu

(Recibido el 15 de enero de 2003, aceptado el 15 de mayo de 2003)

Resumen.

En el trabajo se presenta el diseño, construcción, y validación experimental de un dispositivo dinamométrico de frecuencia natural variable, el cual forma parte de un trabajo mucho más amplio donde se determinará la influencia de los valores de frecuencia natural de un dinamómetro en la magnitud del valor medio de fuerzas de corte medidos en un proceso de torneado. Para ejecutar el diseño del dinamómetro, garantizando tres valores de frecuencia natural en rangos de 2000, 6000 y 8000 Hz se utilizó un programa profesional de elementos finitos. Para la verificación de los resultados obtenidos mediante modelación por elementos finitos, se fabricó el dispositivo dinamométrico realizándose experimentalmente la validación de los resultados y la confirmación de la precisión de los modelos desarrollados.

Palabras claves: Dinamómetro, frecuencia natural, elementos finitos.

1. Introducción.

Con el fin de obtener un modelo matemático para la determinación de los valores de frecuencia de formación de la viruta en función de las variables del régimen de corte en un proceso de torneado, el Grupo de Modelación e Ingeniería de Materiales resuelve la tarea de diseñar y fabricar un dispositivo dinamométrico de dos componentes para la medición de fuerzas de corte en el proceso de torneado.

En una revisión bibliográfica efectuada al efecto fue observada una gran variedad de estos dispositivos con usos y características diversas.

De modo general los dinamómetros deben satisfacer una serie de requisitos entre los que se encuentran: la sensibilidad, precisión y rigidez, siendo este último uno de los parámetros más importantes.

Así, en la medición de fuerzas en el torneado, la operación de corte no debe ser influenciada por el desplazamiento excesivo de la herramienta de medición, incluso se define que dicho desplazamiento debe ser menor de 15 μm.

En otro orden de cosas, un incremento de la rigidez implica un valor alto del coeficiente elástico (k), lo que motiva una disminución de la sensibilidad del dinamómetro.

Generalmente, el criterio para la valoración de la rigidez dinámica de un dinamómetro se basa en la magnitud de su frecuencia natural.

Según Berthold [1], se establece que cuando la frecuencia natural de un dinamómetro es menor de 6 kHz, habrá un aumento del valor medio de la fuerza de corte medida, siendo valido este valor para un dinamómetro que oscila libremente. Así se explica que, cuando la frecuencia de formación de la viruta es próxima a la frecuencia natural menor del dinamómetro los desplazamientos medidos en el dinamómetro, y por tanto los resultados, variarán con una amplitud mayor que los reales.

Se atribuye el aumento del valor medio de las fuerzas de corte a la disminución del valor de la frecuencia natural del dinamómetro, a un probable aumento de la fricción entre la pieza maquinada y a la superficie de incidencia de la herramienta y entre la viruta y la superficie de ataque de la herramienta, así como al aumento de la fricción interna en el plano de cizallamiento.

Según Berthold [1], con el incremento de las amplitudes de las oscilaciones del dinamómetro aumentan las amplitudes de la velocidad, las cuales en cierto instante tendrán el mismo sentido que la velocidad de corte, provocando que la velocidad relativa en el primer caso disminuya, produciendo un

© 2003 – Ediciones MECANICA

incremento en el coeficiente de fricción (μ), y debido a la no-linealidad del comportamiento del coeficiente de fricción con respecto a la velocidad, el incremento del coeficiente de fricción a bajas velocidades es mayor que la magnitud en que se reduce este coeficiente a altas velocidades Este comportamiento provoca un incremento del valor medio de las fuerzas.

No obstante lo anteriormente planteado en una serie de trabajos recientes [2; 3; 4], se usan dinamómetros para la medición dinámica de fuerzas de corte de la firma KISTLER o semejantes a ellos, los cuales poseen una gama de frecuencia natural de 1-3 kHz, así como en otros muchos [5; 6; 7; 8] no hacen referencia a datos de frecuencia natural.

Dada la importancia d definir las características de un dispositivo dinamométrico se estableció la necesidad de corroborar los planteamientos hechos por Berthold [1], realizando el trabajo en dos partes:

- Diseñar un dispositivo dinamométrico con diferentes valores de frecuencia natural.
- Realizar la verificación experimental de la influencia de la frecuencia natural en las magnitudes medias de las fuerzas de corte.

Para llevar a vías de hecho la primera parte del trabajo se plantearon los siguientes objetivos:

- Diseñar un dispositivo dinamométrico con frecuencia natural variable con valores aproximados de 2000; 6000; 8000 Hz por medio de un programa de elementos finitos.
- Fabricar el dispositivo dinamométrico y validar experimentalmente los valores de frecuencia natural obtenidos en los modelos de elementos finitos.

2. Diseño del dinamómetro.

Para la obtención de un dispositivo dinamométrico de frecuencia natural variable fue concebida la idea de diseñar un cuerpo con alto valor de frecuencia natural, y obtener la variabilidad de los valores de frecuencia colocando vástagos de herramientas de diferentes longitudes.

Para la concepción de la forma del cuerpo con alto valor de frecuencia natural se diseñaron diferentes cuerpos de secciones diferentes e iguales volúmenes a los cuales se les determinaron sus valores de frecuencia natural por medio de un programa de elementos finitos (figura 1).

En la figura 1 se observa que la pieza que brinda el mayor valor de frecuencia natural es la de sección cuadrada y orificio central. Con este tipo de sección, algunas dimensiones limites dadas por la superficie donde será colocado el cuerpo del dinamómetro en la máquina tipo torno, así como una serie de superficies que el cuerpo del dinamómetro debe poseer tanto para la colocación de los elementos tensométricos, fijación del vástago de las herramientas y la propia fijación del cuerpo del dinamómetro a la máquina, se fue modificando la geometría del cuerpo buscando obtener el mayor valor de frecuencia natural posible por medio del programa de elementos finitos, esta secuencia se muestra en la figura 2.

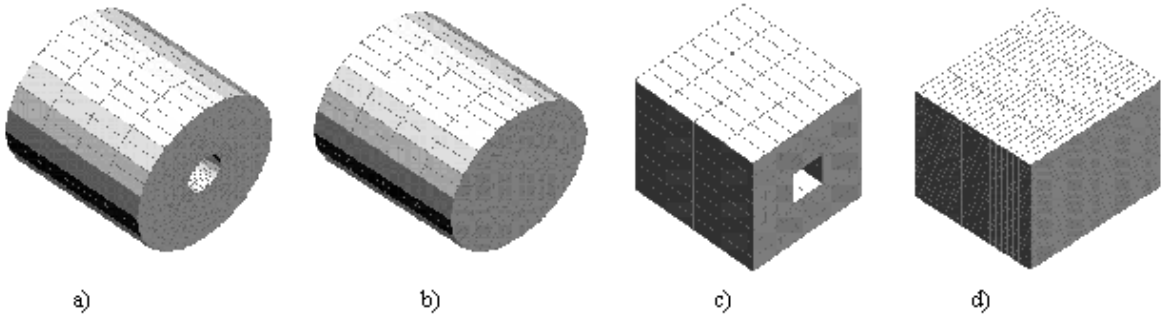

Figura.1 Cuerpos de secciones diferentes e iguales volúmenescon valores distintos de frecuencia natural:
a) 5120.9 Hz; b) 5086.7 Hz; c) 5181.8 Hz; d) 5140.7 Hz

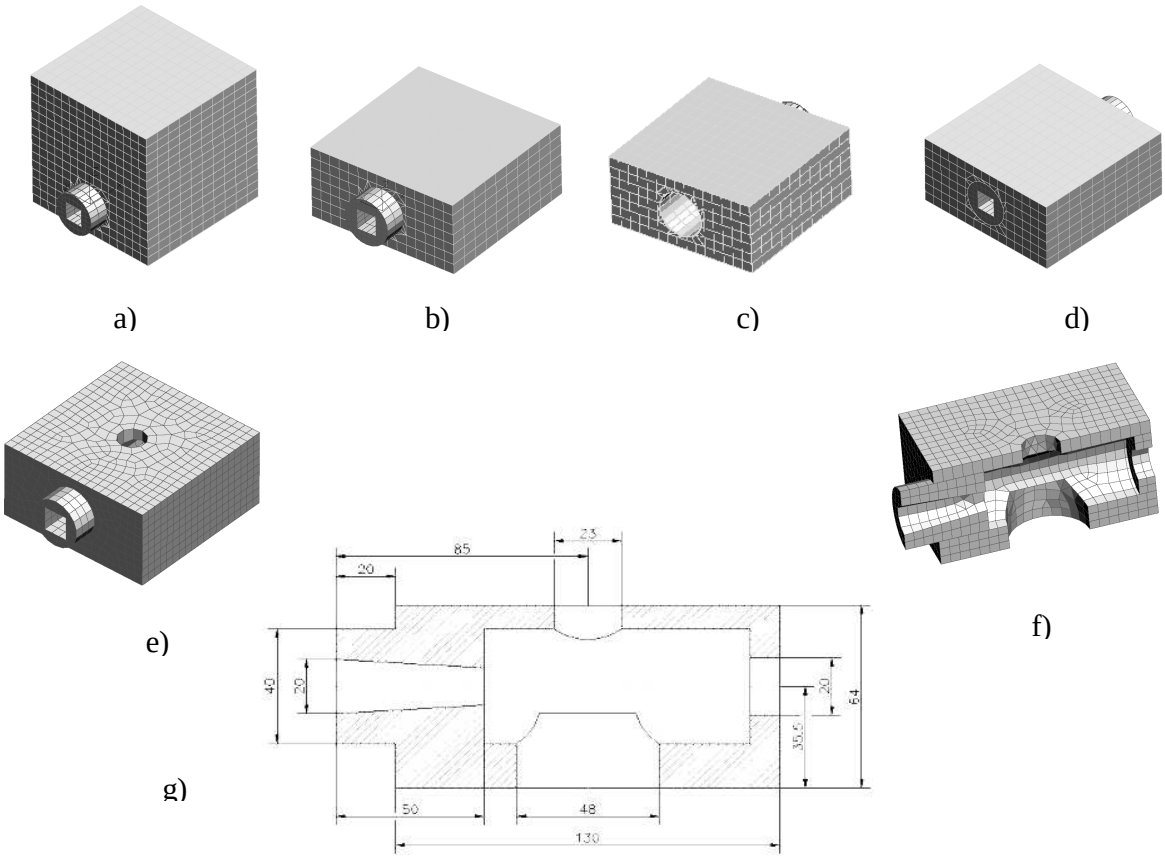

Figura.2 Secuencia de diseño del cuerpo del dinamómetro: a) 3318Hz; b) 9675 Hz; c) vista posterior de la fig. 2b; d) reforzamiento del orificio posterior con un anillo cilíndrico 9992 Hz; e) configuración final del cuerpo del dinamómetro 10841 Hz; f) sección del cuerpo; g) dimensiones del cuerpo.

Como material para los análisis realizados se utilizó un acero AISI 4130 con densidad de 7849.7 kg/m^3 y módulo de elasticidad de 2.06x10^5 MPa. El comportamiento del material fue considerado isotrópico.

A partir del modelo del cuerpo del dinamómetro fueron realizadas las pruebas de convergencia con el fin de obtener valores precisos de frecuencia natural en correspondencia con los valores de discretización del modelo. En la tabla 1 y la figura 3 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 1. Prueba de convergencia.

Prueba	**Cantidad de elementos**	**Tipos de elementos y cantidad.**				**Frecuencia**	**Tiempo de corrida**
	Cuerpo	Tetraédrico	Piramidal	Cuña	Ladrillo	(Hz)	(min)
1	4729	2025	750	219	1725	10841	10.83
2	5494	2210	948	308	2028	10833	14.31
3	7534	2899	1131	395	3109	10704	34.55
4	8427	3056	1193	513	3665	10674	51.68
5	9028	3395	1308	531	3794	10731	55.66
6	8963	3105	1254	616	3988	10385	44.33
7	16656	-	-	-	-	10257	221.68
8	24399	7327	2731	1160	13181	10148	840.48

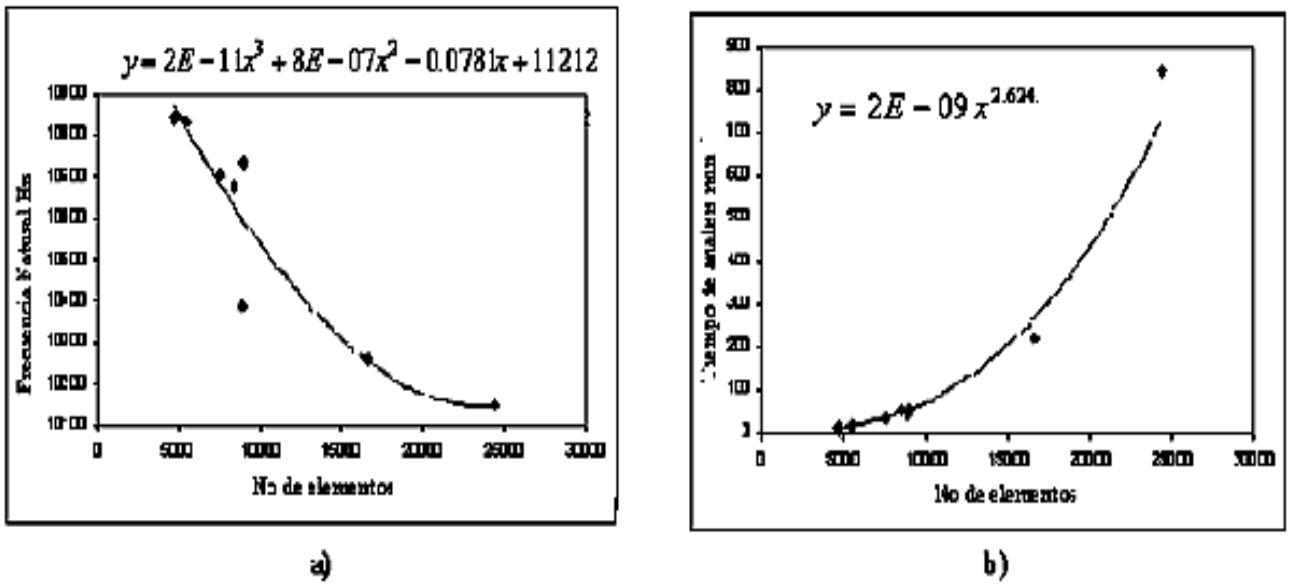

Figura. 3. Gráficos de prueba de convergencia:
a) frecuencia natural vs número de elemento; b) tiempo de análisis vs número de elementos.

De los resultados obtenidos en las pruebas de convergencia se observa que el valor de frecuencia natural más preciso para el modelo analizado (10148 Hz) corresponde con un nivel de discretización de 24399 elementos.

Posteriormente, con el modelo de elementos finitos del cuerpo, fue determinada la longitud de los vástagos de las herramientas, los que al ser colocados en el cuerpo del dinamómetro garantizarán valores de frecuencia natural del dispositivo dinamométrico en los diferentes valores planteados en los objetivos del trabajo. Después de la realización de una serie de modelos se obtuvieron los resultados mostrados en la tabla 2.

En la figura 4 son presentados los modelos de elementos finitos del dispositivo dinamométrico con las diferentes longitudes de herramientas.

Tabla 2. Resultados del análisis de frecuencia natural del dispositivo dinamométrico para tres longitudes diferentes de herramienta (Long. Herr.).

Long. Herr. (mm)	Número de Elementos	Frecuencia [Hz]	Tiempo [min]
30	26533	8913.4	260.468
40	24779	6554.1	234.546
70	24892	2779.2	28.728

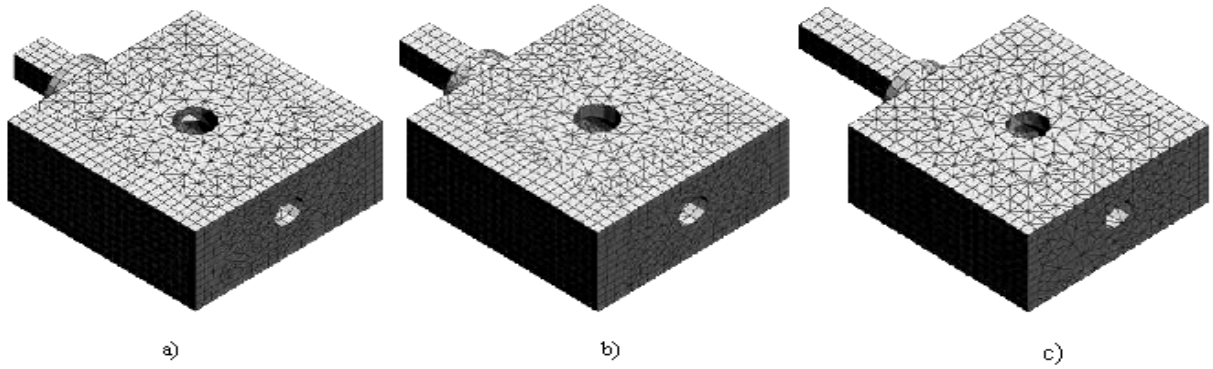

Figura.4 Modelo de elementos finitos del dispositivo dinamométrico: a)longitud herramienta de 30 mm; b) longitud herramienta de 40 mm; c) longitud herramienta de 70 mm

3. Validación experimental del modelo.

Para la validación experimental del modelo f de elementos finitos del dispositivo dinamométrico, fue necesaria su construcción, fabricándose los vástagos de la herramienta del mismo material del cuerpo del dinamómetro. La instalación y fijación de los vástagos al cuerpo del dinamómetro se hace a través de una superficie cónica y tornillo. La sección de los vástagos es de 20 x 20 mm, siendo su longitud en voladizo la señalada en la figura 4. En la figura 5 se muestra el dispositivo dinamométrico.

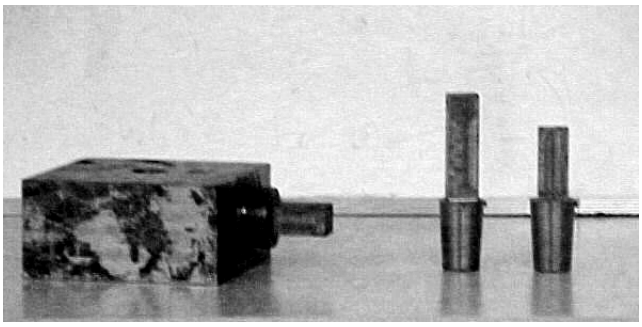

Figura.5. Cuerpo y vástagos del dispositivo dinamométrico

En la figura 6 se muestra la instalación experimental diseñada para la verificación de los valores de frecuencia natural del modelo de elementos finitos del dispositivo dinamométrico.

La instalación experimental empleada permite hacer una excitación del objeto mediante una fuerza sinusoidal de valor constante y frecuencia variable. La excitación proviene de la fuerza de inercia provocada por el movimiento oscilatorio de la base donde se encuentra el objeto estudiado (dinamómetro) a una frecuencia que varia desde los 20 Hz hasta los 20 kHz, siempre con una aceleración constante, en el caso analizado, de 8 m/seg^2. El valor constante se garantiza por el lazo de control, (acelerómetro de control, vibrómetro 1 y generador de señales). El acelerómetro de control se encuentra en el centro del objeto y mide el movimiento en la dirección vertical.

El objetivo del experimento es determinar a que frecuencia entra en resonancia el vástago colocado en el cuerpo del dinamómetro, (coincide con su frecuencia natural). En el extremo del vástago se ha colocado otro acelerómetro (de medición).

Teniendo en cuenta que el amortiguamiento interno del material puede ser bastante pequeño, se escogió una velocidad de barrido de la frecuencia suficientemente baja que permita encontrar el pico característico de este fenómeno. La velocidad de barrido expresa la velocidad del cambio en la frecuencia de la excitación y esta viene dada por la velocidad del movimiento del papel en el registrador. Para los experimentos se tomó como velocidad del papel 1 mm/seg. El registrador, a través de un árbol flexible mueve el control de frecuencia del generador de señales. La velocidad de respuesta de la plumilla del registrador se fijó en el máximo del equipo, ya que se conectó al mismo la señal procedente del vibrometro (2) como voltaje de directa.

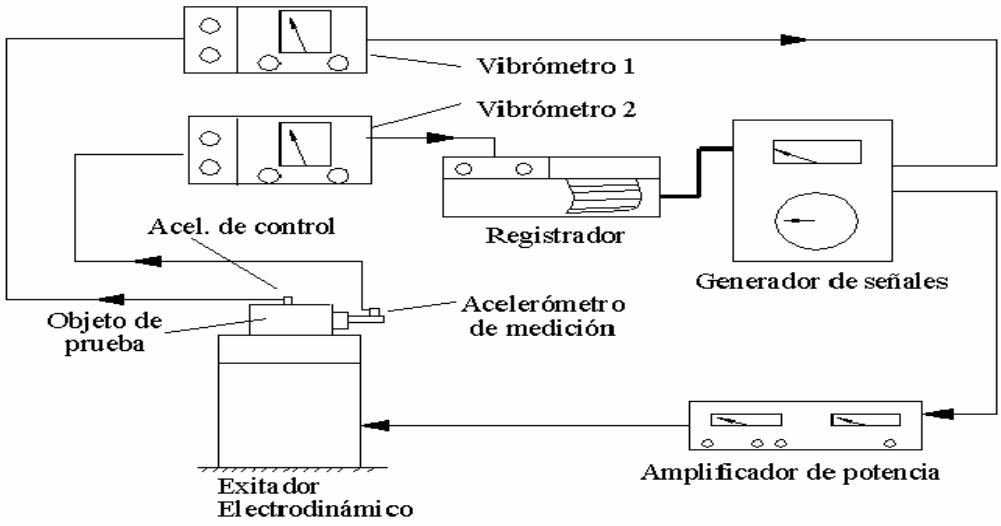

Figura. 6. Instalación experimental.

4. Resultados experimentales.

La validación experimental fue realizada al dispositivo dinamométrico con vástago de 70 mm de longitud, obteniéndose registros del espectro como el mostrado en la figura 7. De la lectura del registro se observa que el dispositivo dinamométrico alcanza una frecuencia de resonancia cerca de los 2300 – 2400 Hz lo que significa un error con respecto al valor obtenido por el modelo de elementos finitos 2779 Hz del 13 %, lo que puede considerarse como aceptable. La diferencia de valores pudiera explicarse por los siguientes motivos:

5. Conclusiones.

Por los resultados obtenidos se concluye que el modelo de elementos finitos del dispositivo dinamométrico presenta una aceptable precisión lo que permite pasar al siguiente paso donde se determinará la influencia de la frecuencia natural en el valor medio de la fuerza de corte en el proceso de torneado.

- En el análisis de frecuencia natural efectuado con el programa de elementos finitos se consideró el modelo como un cuerpo enterizo sin tener en cuenta la unión cónica del vástago al cuerpo del dinamómetro real. Este hecho reduce la frecuencia de resonancia del dinamómetro.
- Dadas las características constructivas del excitador electrodinámico, la instalación del dispositivo dinamométrico no fue exactamente igual a las condiciones de contorno simuladas en el modelo de elementos finitos, lo que facilita el surgimiento de la resonancia a un valor de frecuencia menor.

6. Bibliografía.

1. Berthold, H “Das Messen der Schnittkrafte beim Drehen”. Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschulen Dresden. Dresden, 8(4),publ. N105, 1965
2. Jeong, Du Kin. “Developent of a combinet type tool dynamometer with a piezo film acelerometer for an ultra-precision lathe”. Journal of Materials Processing Technology 71, 1997.
3. Viktor. P. Astakhov. “A treatise on material characterizacion in the metal cutting process”. Part I: A novel approach and experimental verification. Journal of Materials Processing Technology. 96 (1999) 22-33.

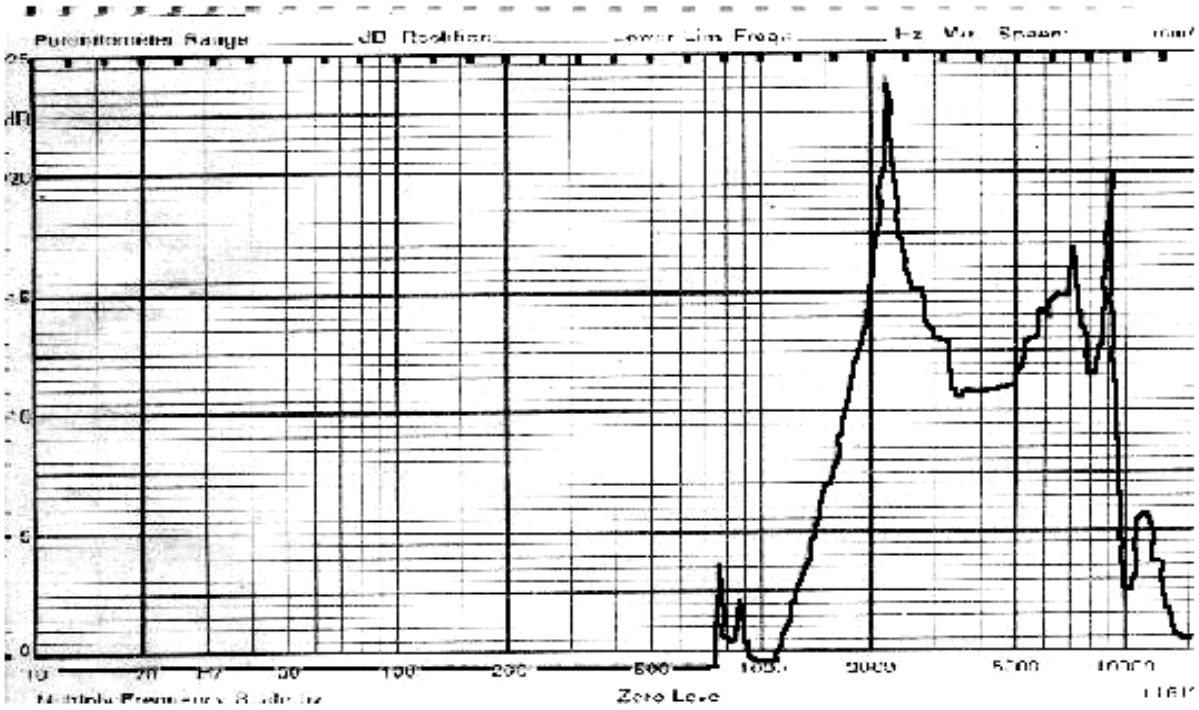

Figura. 7. Registro del espectro del dispositivo dinamométrico con vástago de 70 mm de longitud.

4. A,.Abdel Hamid, Y.Ali. "Experimental determination of dynamic forces during transient orthogonal cutting". Journal of Materials Processing Technology. 55 (1995) 162-170.
5. E. Ceretti, P. Fallbohmer, W.T.Wu,T.Altan. "Application of 2D FEM to chip formation in orthogonal cutting". Journal of Materials Processing Technology. 56 (1996) 169-180
6. Kug Weon Kim., Woo Youg Lee, Hyo Chol Sin. "A finite- element analysis of machining with the tool edge considered". Journal of Materials Processing Technology. 86 (1999) 45-55.
7. Ship Peng Lo. "Analysis of cutting under different rake angles using the finite element method". Journal of Materials Processing Technology. 105 (2000) 143-151.
8. Zone- Ching Lin, Yuung- Der Yarng. "Three dimensional cutting process analysis with different cutting velocities". Journal of Materials Processing Technology. 170 (1997) 22-33.

Design of dinamometer with variable frecuency by means of Finite Elements Method.

Abstract

In this paper is presented the design, construction and experimental validation of a dynamometric device of natural variable frequency where the influence of the natural frequency values in the magnitude of the mean value of cutting forces measured in a lathed process were determined. The dynamometer with three values of natural frequency, in ranges of 2000, 6000 and 8000 Hz was designed by means of the finite elements method. A dynamometer device was constructed for the verifications of the natural frecuencies obtained by finite element method. The experimentally results validation confirmed the developed models

Key words: Dynamometer, natural frequency, finite elements.