

ESTUDIO DE PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA RECANTEADORA EN LA INDUSTRIA AERONÁUTICA

AUTOR: Javier Rodríguez Blanco

TUTOR: Dr. Ing. Manuel Burgos Payán

AGRADECIMIENTOS:

- A la U. P. de Paneles de Eads-Casa en Tablada, en especial a los “jóvenes valores” (Jesús, Concha y Juanma).
- A J. M. Rodríguez Marín por su inestimable colaboración.
- A Jaime Domínguez y Manolo Burgos por el servicio permanente de consultas

ÍNDICE

1. OBJETIVO.....	4
2. PARÁMETROS DE CORTE Y MONTAJE.....	8
2.1 PARÁMETROS DE CORTE	8
2.2 PARÁMETROS DE MONTAJE.....	12
3. CARACTERÍSTICAS DE LA MÁQUINA RECANTADORA	14
3.1 CARACTERÍSTICAS DE TORRESMILL®	15
3.2 CARACTERÍSTICAS DE TORRESTOOL®	17
4. PRINCIPIOS DE LA RESPUESTA EN FRECUENCIA	19
4.1 SISTEMAS SIN AMORTIGUAR	21
4.2 SISTEMAS CON AMORTIGUAMIENTO VISCOZO	22
4.3 SISTEMAS CON MÚLTIPLES GRADOS DE LIBERTAD	26
5. ADQUISICIÓN DE DATOS.....	28
5.1 SISTEMA DE EXCITACIÓN	30
5.2 TRANSDUCTORES DE SEÑAL.....	32
5.3 ANALIZADOR	34
5.4 COHERENCIA	38
6. ANÁLISIS MODAL	41
7. TEORÍA DEL CHATTER.....	43
8. SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE HERRAMIENTAS MEDIANTE SIMMILL® Y METALMAX®	62
8.1 OBTENCIÓN DE LA RESPUESTA EN FRECUENCIA DEL CONJUNTO MEDIANTE METALMAX®	62
8.2 SIMULACIÓN DE UN CONJUNTO DETERMINADO EN SIMMILL®	66
9. ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LA PIEZA A MECANIZAR EN EL RECANTADO	86
10. ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE REALIZAR EL MECANIZADO CON LA MITAD DE LA LONGITUD EFECTIVA DE CORTE DE LA HERRAMIENTA.....	91
11. RESULTADOS	93
12. SOLUCIONES BÁSICAS PARA EL FRESADO	113
13. SOLUCIONES BÁSICAS PARA EL TALADRADO	114
BIBLIOGRAFÍA	117
ÍNDICE DE FIGURAS	119
ÍNDICE DE TABLAS	122

1. OBJETIVO

El objetivo del proyecto es estudiar los parámetros de funcionamiento de una máquina recantadora TorresMill® en las instalaciones de EADS-Casa en la factoría de Tablada (Sevilla) dentro de la unidad de producción de Paneles.

Antes de entrar en detalle se verá en qué consiste la fabricación de un panel y qué lugar ocupa el recantado dentro del mismo.

El proceso de producción de un panel para un avión tiene varias fases:

- Tratamiento térmico de la materia prima, normalmente planchas de aluminio, para adecuar las características físicas y mecánicas del panel.
- Conformado por estirado o rodillos, para darle la forma que tendrá el panel en el avión.
- Enmascarado, que consiste en aplicarle una capa plástica de *masking* para proteger, según interese, al panel en el fresado químico.
- Trazado láser, para marcar sobre el *masking* el contorno que separa las zonas con distintos espesores dentro del panel.
- Fresado químico. Pelando el *masking*, por donde se ha trazado anteriormente, por etapas, se consiguen en los baños de fresado químico los distintos espesores buscados.
- Recantado. Consiste en mecanizar o recortar la pieza para darle su contorno final previo al montaje.
- Anodizado. Tratamiento electrolítico para evitar la corrosión.
- Pintura.
- Montaje de subconjuntos y posterior integración en un avión.

La importancia del recantado radica en que lo que se obtiene ya es contorno final de avión, por lo que los pequeños fallos en un panel muchas veces no son descubiertos hasta su integración final en el avión. Es por ello que asegurar un proceso seguro, fiable y robusto es de vital importancia, amén de que la precisión que se necesita es muy grande, permitiendo sólo una tolerancia de $\pm 0,5$ mm. Aquí radica la dificultad del recantado y su importancia en el proceso de producción. Actualmente el recantado se realiza con modernas máquinas de control numérico de 5 ejes que permiten llegar a estas precisiones, pero después de un proceso de puesta a punto.

Los problemas más importantes que se pueden encontrar en el recantado por control numérico son:

- *Posicionamiento del panel en la máquina*, evitando que se gire durante el recantado. Para evitarlo se ha pasado de dos puntos de anclaje a tres.
- *Obtención de la forma teórica de la pieza en la máquina*, para evitar que se deforme y luego, en la grada de montaje se obtengan contornos erróneos. Para mejorar este punto o bien se ha aumentado la discretización de la superficie teórica del panel, donde ha sido posible, o bien se han reordenado los puntos de discretización.
- *Rotura prematura de herramientas o embotamiento de la misma*, por no poder desalojar la viruta generada, que pueden provocar la inutilización del panel.
- *Rotura prematura del husillo de la máquina*, que aumenta los tiempos de parada imprevista de la máquina.
- *Tiempos de mecanizado demasiado altos para intentar asegurar la calidad*.

El proyecto se encarga directamente de mejorar los tres últimos puntos, estudiando los distintos parámetros que influyen en el mecanizado en general y

en el recantado en particular, de forma que el proceso se realice de la forma más eficiente y segura posible.

Partiendo de intentar realizar el recantado a la mayor velocidad permitida por la máquina, se buscarán las condiciones en que menos sufran máquina y herramienta, de forma que se pueda:

- Aumentar el rendimiento de las herramientas.
- Disminuir los tiempos de mecanizado.
- Aumentar la tasa de producción.
- Mejorar la calidad del producto.
- Aumentar la vida media del husillo
- Disminuir los costes de mantenimiento de la máquina.
- Disminuir las incidencias no programadas.

La causa principal que impide obtener buenos resultados en los parámetros anteriores son las vibraciones, en particular un fenómeno llamado *chatter*. El *chatter* es una vibración forzada o autoexcitada que se produce por la interacción entre la herramienta y la pieza a mecanizar y que disminuye acusadamente la vida media de husillo y herramienta, así como la calidad del acabado de la pieza. En la figura 1 se muestra una pieza que ha sido mecanizada sin *chatter*, mientras que en la figura 2 se puede observar el efecto que ha tenido el *chatter* en el acabado final.

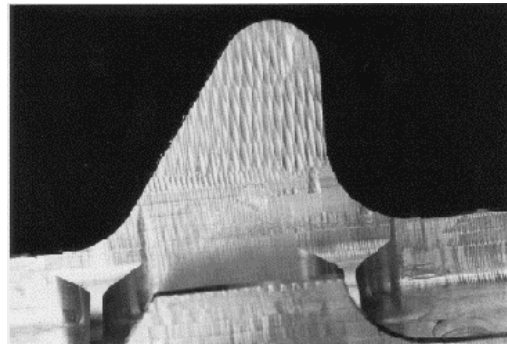
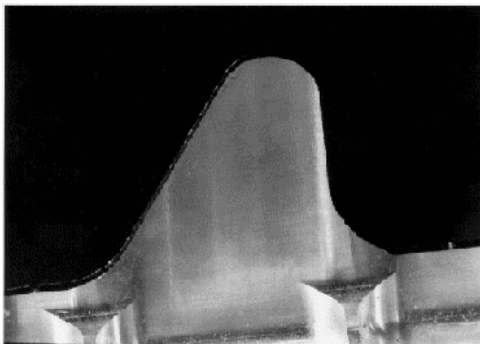


Figura 1. Acabado de una pieza sin *chatter* Figura 2. Acabado de una pieza con *chatter*.

Para estudiar este fenómeno se van a aplicar técnicas de análisis modal para determinar las frecuencias naturales, relaciones de amortiguamiento y modos de vibración del sistema formado por la herramienta y el portaherramientas, lo que a partir de ahora llamaremos conjunto, y el husillo. Para ello, se usarán dos aplicaciones comerciales Simmill® y Metamax®. A través de estas dos aplicaciones se obtiene la función de respuesta en frecuencia del sistema, lo que nos permite predecir el comportamiento del mismo ante una excitación.

Simmill® permite realizar el análisis modal a partir de un modelo teórico de masas e inercias. Metamax® permite realizar el análisis modal de forma experimental, por lo que se usarán sus resultados para compararlos con los obtenidos de Simmill® y así corroborar el modelo teórico calculado.

Una vez comprobado el modelo teórico con el experimental, se trata de estudiar la existencia de *chatter* y sobrevibraciones, producidas durante el recantado. Mediante Simmill® se pueden obtener las curvas de *chatter* e isovibraciones para cualquier condición de trabajo. Mediante el estudio de dichas curvas, no sólo se pueden encontrar las mejores condiciones de funcionamiento para conjuntos ya existentes, sino analizar nuevos conjuntos, con distintas dimensiones, materiales, etc., así se pueden estudiar antes de realizar su compra, con el consiguiente ahorro de tiempo y dinero.

2. PARÁMETROS DE CORTE Y MONTAJE

2.1 Parámetros de corte

A continuación se definen los parámetros más usados en el mecanizado en general y en el recantado en particular, información que será de utilidad para entender qué variables se trata de mejorar u optimizar en el proyecto [22]:

V_C : *Velocidad de corte* (1). Es la velocidad tangencial de un punto situado en el perímetro circular de la herramienta. Sus unidades son de velocidad lineal y generalmente se utiliza el m/min. La velocidad de corte es un valor relacionado con el material que se quiere mecanizar, con la composición físico-química de la herramienta y la esbeltez de ésta.

$$V_C = \frac{n \cdot D \cdot \pi}{1000} \quad (1)$$

n : *Velocidad de giro de la herramienta* expresada en unidades de velocidad angular. Usualmente las unidades son rev/min (rpm) o (min^{-1}).

D : *Diámetro de la herramienta* (mm).

F : *Avance de mecanización* (2). Velocidad lineal del centro de la herramienta. Se expresa en unidades de velocidad lineal y generalmente en mm/min.

$$F = F_Z \cdot n \cdot m \quad (2)$$

F_Z : *Avance por diente*. Distancia recorrida en el sentido y la dirección del avance por la fresa en el espacio de tiempo en el que un diente o labio de herramienta ha tardado en girar una vuelta completa. Generalmente este concepto se define como la cantidad de material (en unidades de distancia lineal) que arranca cada diente por vuelta. Tiene unidades de

medida lineal dividido por revoluciones y generalmente se expresa en mm/rev. El avance por diente depende de factores como la geometría de la herramienta y su diámetro y no de los que se han relacionado con la velocidad de corte.

m : *Número de dientes de la herramienta.*

A_p : *Profundidad de corte axial.* Distancia que penetra la herramienta en la dirección de su eje. Es una distancia y por tanto tiene unidades lineales. Generalmente en mm. En la Figura 3 se puede ver una representación gráfica de este parámetro.

A_E : *Ancho de corte o profundidad radial.* Distancia que penetra la herramienta en la dirección del radio en una trayectoria de corte. Es una distancia y por tanto, tiene unidades lineales. Generalmente en mm. En la Figura 3 se puede ver una representación gráfica de este parámetro.

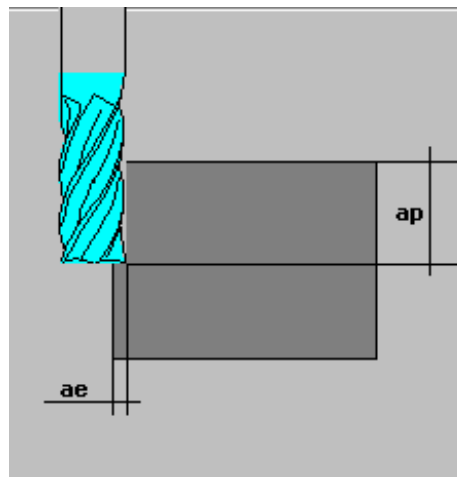


Figura 3. Representación gráfica de A_p y A_E .

Q : *Volumen de viruta (3).* Es la cantidad de material eliminado por unidad de tiempo y por lo tanto se mide en unidades de caudal, normalmente cm^3/min .

$$Q = \frac{A_E \cdot A_P \cdot F}{1000} \text{ (cm}^3 \text{ / min)} \quad (3)$$

El parámetro de volumen de viruta desalojado no tiene mucho sentido en el recantado, ya que lo que se busca es recorrer el contorno teórico de pieza en el menor tiempo posible, lo que se hace en una única pasada con la herramienta totalmente enterrada. Este parámetro es muy importante en otras operaciones de mecanizado, como el fresado y torneado, en las que lo importante es desalojar toda la viruta posible en el menor tiempo, por lo que no siempre será mejor mecanizar al máximo avance. Esto dependerá de la curva de *chatter* y de A_P y A_E . En recantado, el parámetro A_P viene determinado por los distintos espesores de la pieza, por lo que se trata de buscar el máximo avance y revoluciones que garanticen la estabilidad del corte. Con esta información se determinan los intervalos óptimos de funcionamiento para cada herramienta, pudiéndose realizar una base de datos con la información relativa a cada una de ellas, de forma accediendo el programador, realice una programación óptima.

A continuación se verán las distintas formas de mecanizado usadas en el recantado.

- a) *Fresado en oposición o 'al hilo'*: La dirección de avance de la pieza es opuesta a la de rotación de la fresa en el área de corte, como se puede ver en la figura 4.

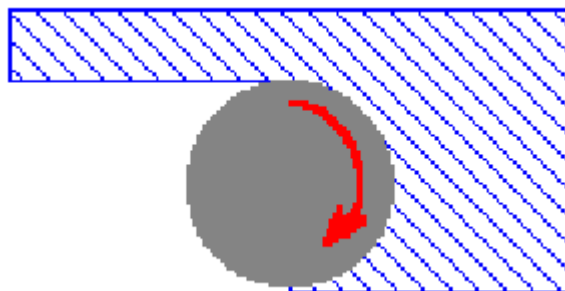


Figura 4. Fresado en oposición o al hilo.

El espesor de viruta comienza en cero y va incrementándose progresivamente hasta el final del corte. En este caso cuando el diente entra en contacto con la pieza, existen fuerzas que tienden a separar la fresa de la pieza. Esto se une al proceso de formación de la viruta, que pasa por periodos de deformación plástica, fluencia, etc., provocando que, con este método, la demanda de potencia y rigidez sean muy elevadas. En la gran mayoría de los materiales, el calor que se acumula en los filos de corte, debido a la fricción, supone un serio problema y éste se ve incrementado debido a que la viruta en el fresado por oposición, tiende a quedarse delante de la fresa y puede volver a ser arrastrada de nuevo al interior. Aún así es necesario su uso en algunas ocasiones.

- b) *Fresado en concordancia o por trepado.* La dirección de avance de la pieza coincide con el de rotación de la fresa en el área de corte, como se puede ver en la figura 5.

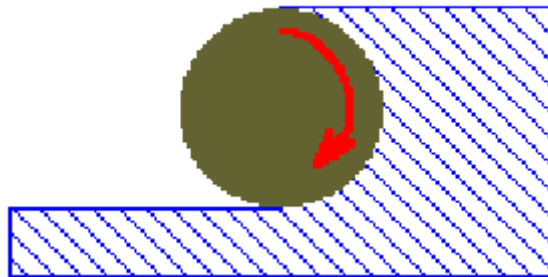


Figura 5. Fresado en concordancia o por trepado.

El espesor de la viruta va disminuyendo desde el valor inicial hasta cero al final del corte. Se evitan el sobrecalentamiento tanto en el filo de corte, como en las superficies mecanizadas, con el consecuente efecto de bruñido y endurecimiento de éstas.

Con las máquinas antiguas, esta forma de fresar representaba una dificultad debido a las holguras de los ejes. Este problema se ha resuelto con los nuevos sistemas de control de holguras y con mejoras que controlan los movimientos en las máquinas.

La viruta en el fresado por concordancia tiende a quedarse detrás de la fresa y no puede volver a ser arrastrada de nuevo al interior. De todo esto se desprende que, el fresado en concordancia (trepado) es el más usado por sus ventajas, siempre que la máquina, los amarres y la pieza lo permitan.

2.2 Parámetros de montaje

A la hora del montaje de una herramienta dentro de un portaherramientas, se definen una serie de conceptos, que se tendrán en cuenta, ya que la forma en que la herramienta es montada influye notablemente en la curva de *chatter*, como se comprobará en los capítulos siguientes. Los parámetros que se definen son [22]:

Longitud fuera de cono (LFC): Longitud de herramienta que queda fuera del portaherramientas en el montaje.

Longitud Real (LR): Longitud desde la punta de la herramienta hasta el apoyo del portaherramientas en el cabezal del husillo. Ésta es la distancia que se introduce en el control de la máquina para realizar la compensación de la longitud de herramientas.

En la figura 6 se puede ver una representación gráfica de los mismos.

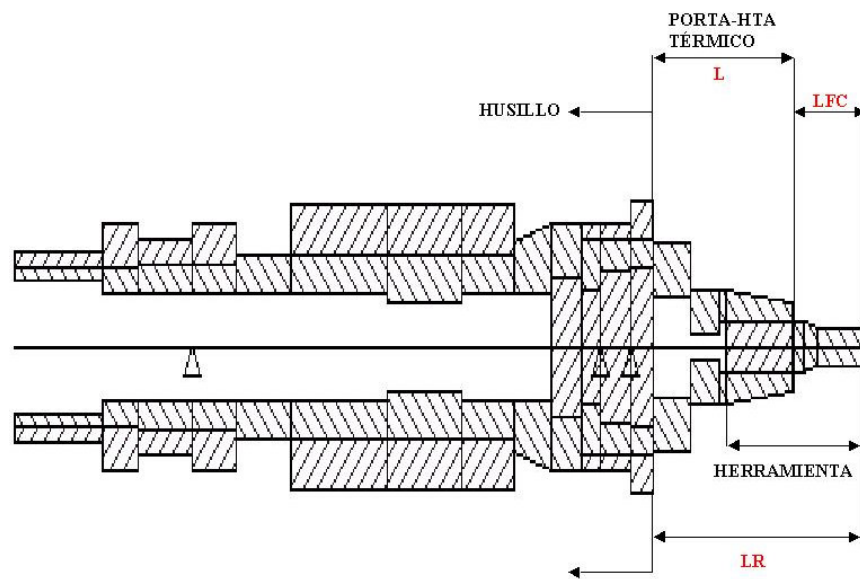


Figura 6. Esquema de husillo, herramienta y portaherramientas.

3. CARACTERÍSTICAS DE LA MÁQUINA RECANTEADORA

A continuación se va a describir la máquina recanteadora en la que se ha desarrollado el trabajo.

La instalación está compuesta por el sistema TorresMill® y el sistema TorresTool®. El sistema TorresMill® es la propia máquina de recantar, diseñada en configuración de portal Gantry para poder desplazarse sobre el sistema TorresTool® de sujeción de piezas. El sistema TorresTool® será el encargado de sujetar, mediante un programa de control numérico especialmente desarrollado para tal efecto, piezas con distintos contornos y geometrías para su posterior proceso. Como complemento adicional, la instalación incorpora una mesa ranurada para la colocación de diversos útiles de mecanizado así como de un cerramiento de seguridad alrededor de la instalación.

En la figura 7 se puede ver una visión general de la instalación, estando el sistema TorresMill® al fondo de la imagen y en primer término el sistema TorresTool®, sujetando una pieza que acaba de ser recantada.

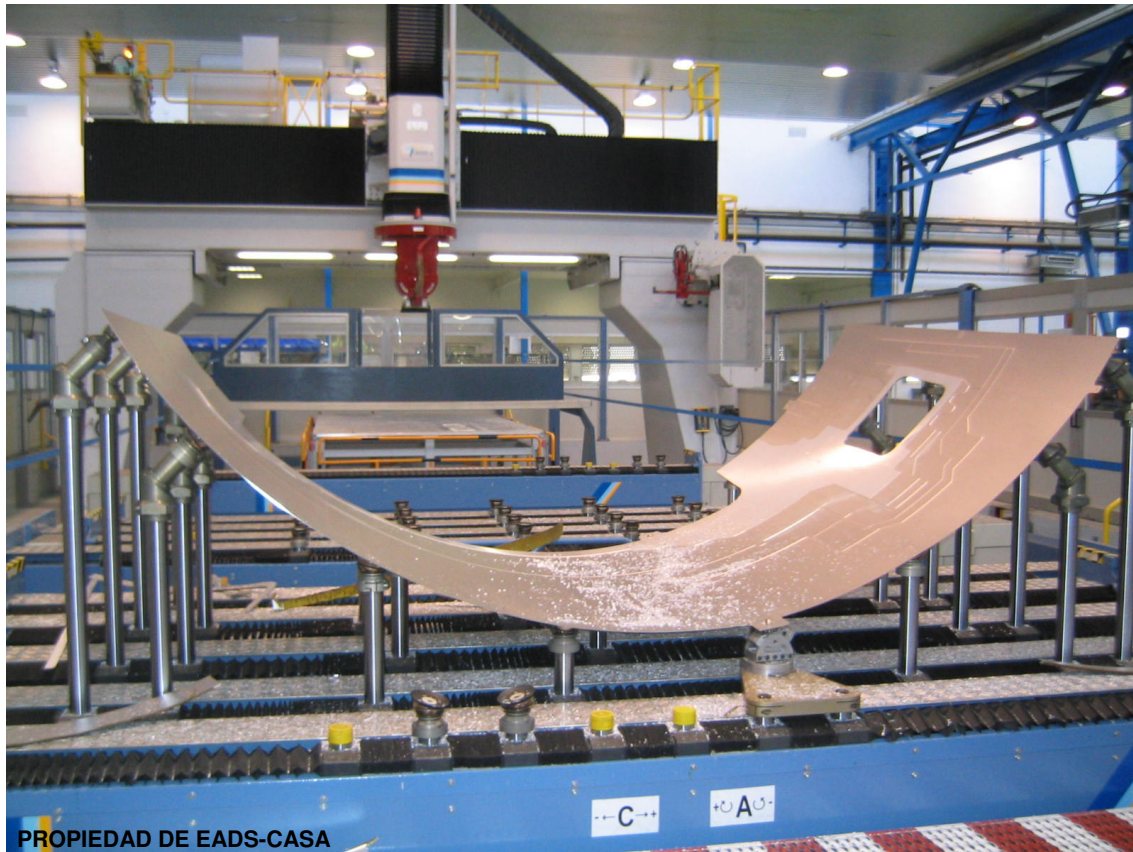


Figura 7. Vista general de la instalación compuesta por TorresMill® y TorresTool®.

3.1 Características de TorresMill®

TorresMill® es una máquina de alta velocidad de control numérico de 5 ejes, de forma que la herramienta siempre puede estar perpendicular a la pieza a mecanizar.

El movimiento en los 5 ejes X, Y, Z, A y C se realizará mediante dos servomotores síncronos de corriente alterna, con reguladores de frecuencia de estado sólido y onda senoidal, para mejorar el rendimiento del motor. El eje Z incorpora un sistema hidráulico de circuito cerrado y presión mantenida con depósito de Nitrógeno (N_2), para la compensación de peso del eje Z y los elementos asociados al mismo (cabezal).

En el cabezal se encuentra el husillo de mecanizado, que está accionado

por un motor eléctrico de corriente alterna incorporado en el mismo cabezal. Un regulador de frecuencia para dicho motor, permite obtener una gama de velocidades adecuadas para los diferentes trabajos. Esta gama de velocidades es programable desde el Control Numérico (CNC). Las características del husillo son:

- Potencia permanente (servicio S1): 20 kW.
- Variación de velocidad: 0 - 9.000 - 24.000 rpm.
- Rodamientos de bolas cerámicos con lubricación aire/aceite
- Sistema seguridad mecánico que evita que escape el cono.
- Refrigeración del husillo por la misma carcasa. Lubricación de rodamientos.
- Todas las partes rotativas están electrodinámicamente equilibradas.
- Sensor de rotación.
- Sistema de frenado eléctrico del husillo.
- Sensor para controlar la carrera del pistón del sistema amarre herramienta.
- Sistema de limpieza de cono por aire a presión.

En la Tabla 1 se puede observar el resumen de las velocidades, recorridos de trabajo y precisiones de posicionamiento de la máquina.

	RECORRIDO ÚTIL	VELOCIDAD DE POSICIONAMIENTO	VELOCIDAD DE TRABAJO	PRECISIÓN
X*	15.000 mm.	20.000 mm/min.	10.000 mm/min.	± 0.04 mm.
Y	4.000 mm.	20.000 mm/min.	10.000 mm/min.	± 0.02 mm.
Z	1.500 mm.	15.000 mm/min.	10.000 mm/min.	± 0.02 mm.
C	± 190°	3.000 °/min	3.000 °/min	± 10"
A	± 110°	3.000 °/min	3.000 °/min	± 5"

*A = 0°

Tabla 1. Velocidades y recorridos de la máquina.

3.2 Características de TorresTool®

La función principal de este sistema es la de posicionar piezas curvadas en el espacio, de acuerdo a un programa de control numérico establecido. Las piezas se fijan por vacío dentro del espacio útil de trabajo del TorresMill®. Solamente después de esta fijación, se podrá proceder al mecanizado de las piezas.

El sistema dispone de un determinado número de carros X que se desplazan sobre una guía independiente. Cada carro X tendrá varios soportes YZ con capacidad de desplazamiento en sentido Z e Y independientemente.

En la parte superior de cada soporte Z se localiza un dispositivo o copa de vacío con labios de goma, el cual y mediante un sistema centralizado de vacío, es la encargada de sujetar el panel a trazar. En la figura 8 se puede ver un detalle de una copa de vacío.

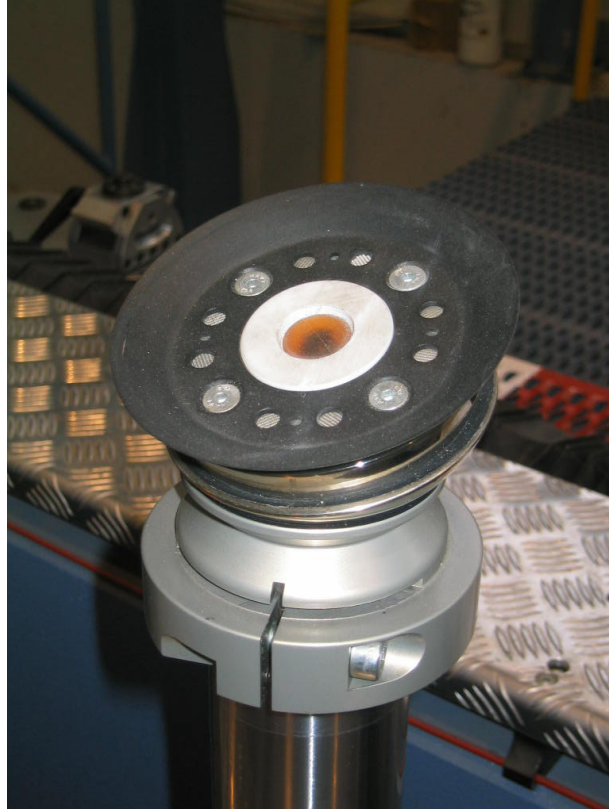


Figura 8. Detalle de una copa de vacío.

El recorrido de la unidad elevadora Z será de 0 a 900 mm, la cual dispone de una unidad sensora de detección mínima de vacío en el soporte. La distancia mínima entre 2 carros X será igual a 380 mm y entre soportes Y deberá ser igual a 230 mm.

La tracción se llevará a cabo con un servomotor DC, de imanes permanentes, para conseguir movimientos suaves y precisión de posicionamiento.

En las Tablas 2, 3 y 4 se puede ver un resumen de las velocidades, precisiones y repetibilidad de posicionamiento de los ejes.

VELOCIDADES DE LOS EJES	
EJES X	4.000 m/min.
EJES Y	1.000 m/min.
EJES Z	750 mm /min.

Tabla 2. Velocidades de los ejes.

PRECISIÓN DE POSICIONAMIENTO	
EJES X	± 0.1 mm
EJES Y	± 0.1 mm
EJES Z	± 0.1 mm

Tabla 3. Precisión de posicionamiento.

REPETIBILIDAD DE POSICIONAMIENTO	
EJES X	± 0.05 mm
EJES Y	± 0.05 mm
EJES Z	± 0.05 mm

Tabla 4. Repetibilidad de posicionamiento.

4. PRINCIPIOS DE LA RESPUESTA EN FRECUENCIA

Para entender el fenómeno del *chatter* en su totalidad es necesario primero conocer la función de respuesta en frecuencia del sistema (FRF).

La FRF es la relación compleja entre la fuerza y el desplazamiento como una función de la frecuencia de la fuerza o excitación. Describe cómo vibrará el sistema en respuesta a diferentes frecuencias de excitación y a partir de ella se obtendrán los parámetros modales: frecuencias naturales, relaciones de amortiguamiento, y modos de vibración [19,23]. En la figura 9 se puede ver una representación gráfica de la FRF, lo que permite una interpretación más intuitiva del significado de dichos parámetros.

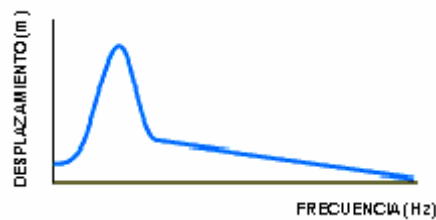


Figura 9. Ejemplo de función de respuesta en frecuencia.

La FRF es una función medible y puede ser usada para comparar y predecir el funcionamiento de herramientas y máquinas. Existe una relación muy estrecha entre FRF y la cantidad de velocidad y potencia que debe ser usada en el proceso de mecanizado.

LA FRF tiene varias formas, en función de que se escoja el desplazamiento, la velocidad o la aceleración como salida del sistema.

Se define la Receptancia, $G(\omega)$ (4), como la relación entre un desplazamiento armónico y una fuerza también armónica dando lugar a una relación compleja:

$$G(\omega) = \frac{Z}{F} \quad (4)$$

Siendo,

F: Fuerza compleja aplicada

Z: Desplazamiento complejo

ω : Frecuencia (Hz)

Pero existen otras formas alternativas de FRF. Si en lugar de escoger el desplazamiento, se elige la velocidad como respuesta de sistema, se obtiene la Movilidad $Y(\omega)$:

$$Y(\omega) = \frac{V}{F} = j \cdot \omega \cdot G(\omega)$$

También se puede utilizar la aceleración, obteniendo la Acelerancia $W(\omega)$:

$$W(\omega) = \frac{A}{F} = -\omega^2 \cdot G(\omega)$$

Se va a calcular $G(\omega)$ para un sistema de un grado de libertad, pero sabiendo que en la práctica muy pocas estructuras pueden modelarse realmente como sistemas de un grado de libertad, sin embargo es interesante estudiarlos porque un sistema más complejo, con n grados de libertad, puede representarse como superposición lineal de n sistemas de 1 grado de libertad como el de la figura 10 [19,23].

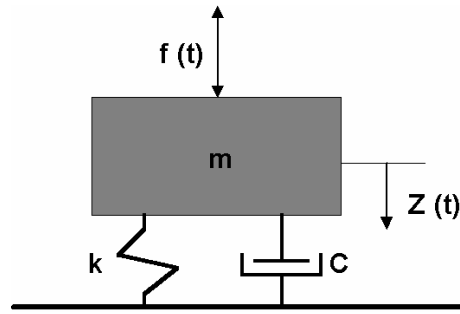


Figura 10. Esquema dinámico de un sistema de primer orden.

4.1 Sistemas sin amortiguar

Se considera en primer lugar vibración libre, es decir, la excitación es nula ($f(t)=0$).

La ecuación de movimiento en este caso será:

$$m\ddot{z} + kz = 0$$

donde,

k: Rigidez

m: Masa del sistema

Probando con una solución lo más general posible:

$$z(t) = z e^{j\omega t}$$

que requiere:

$$k - \omega^2 m = 0$$

En este caso se tiene una solución o modo de vibración único, con una frecuencia natural:

$$\bar{\omega}_D = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Se considera ahora el caso de vibración forzada:

$$f(t) = fe^{j\omega t}$$

La ecuación de movimiento en este caso será:

$$m\ddot{z} + kz = f(t) \quad (5)$$

que indica una solución:

$$z(t) = ze^{j\omega t}$$

Sustituyendo en la ecuación de movimiento (5):

$$(-\omega^2 m + k)z = f$$

De esta expresión se obtiene la función de respuesta en frecuencia:

$$G(\omega) = \frac{Z}{F} = \frac{1}{k - \omega^2 m}$$

4.2 Sistemas con amortiguamiento viscoso

La forma matemática de la FRF, se obtiene igualmente de la ecuación de movimiento del sistema.

La ecuación de movimiento para vibración libre:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = 0 \quad (6)$$

Resolviendo para la solución más general:

$$z(t) = ze^{st}$$

donde s es un número complejo. Al sustituir en (6) se obtiene la siguiente condición para que se cumpla la ecuación de movimiento:

$$ms^2 + cs + k = 0$$

Resolviendo para s:

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \frac{\sqrt{c^2 - 4km}}{2m}$$

Reordenando:

$$s_{1,2} = -\omega_n \zeta + j\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$$

donde,

ζ : Coeficiente de amortiguamiento

$$\zeta = \frac{C}{2\sqrt{k \cdot m}}$$

siendo,

C: Amortiguamiento efectivo del sistema.

Por lo que la respuesta del sistema es:

$$z(t) = z e^{-at} e^{j\omega_n t}$$

donde a es una constante cualquiera. Esto representa un modo de vibración único con frecuencia natural compleja.

Si se considera una respuesta forzada, la ecuación de movimiento sería:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = f(t) \quad (7)$$

donde la excitación tiene la forma:

$$f(t) = f e^{j\omega t}$$

Resolviendo (7) para la solución más general:

$$z(t) = z e^{j\omega t}$$

$$(-\omega^2 m + j\omega c + k)z = f$$

se obtiene la FRF:

$$G(\omega) = \frac{Z}{F} = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + j(\omega c)} \quad (8)$$

Reordenando:

$$G(\omega) = \frac{Z}{F} = \frac{1/K}{1 - r^2 + 2jr\zeta}$$

con,

r : Relación frecuencial

$$r = \frac{\omega}{\omega_n}$$

ω : Frecuencia de la excitación

ω_n : Frecuencia natural del sistema

La FRF puede evaluarse en parte real (9) e imaginaria (10) como puede verse en las figuras 11 y 12:

$$\text{Re}[G(\omega)] = \frac{1}{k} \frac{1 - r^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \quad (9)$$

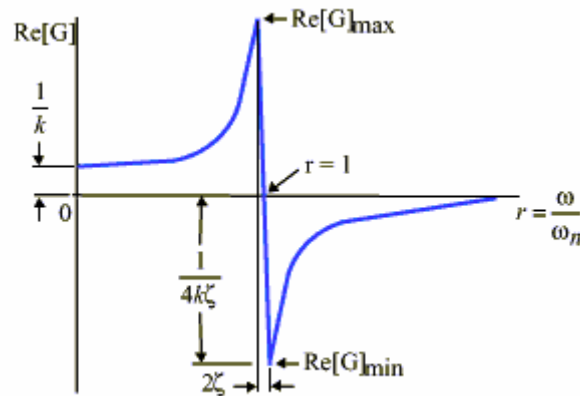


Figura 11. Parte real de la FRF.

$$\text{Im}[G(\omega)] = \frac{1}{k} \frac{-2j\zeta r}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \quad (10)$$

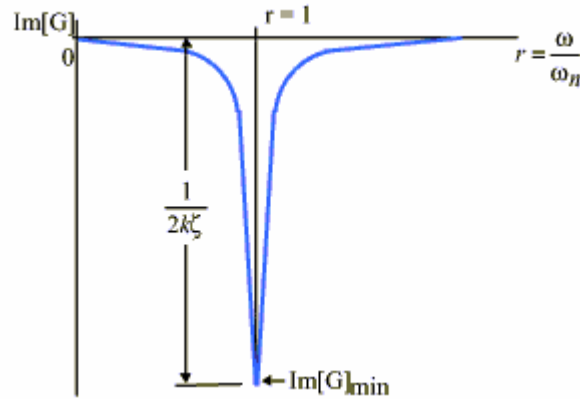


Figura 12. Parte imaginaria de la FRF.

Representando la función de transferencia en el plano complejo, usando ω como parámetro, se obtiene el diagrama de Nyquist del sistema, que tendrá la forma de la figura 13:

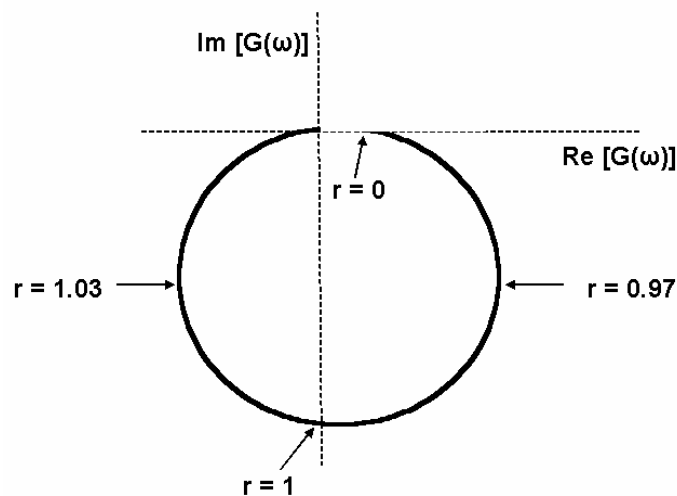


Figura 13. Diagrama de Nyquist.

Cada uno de estos gráficos juega un papel importante en el desarrollo y entendimiento de la Teoría de *Chatter*. Como puede verse en las figuras 11 y 12, la parte real de la FRF permite calcular el amortiguamiento (*damping*) y la parte imaginaria, la rigidez [19,23].

4.3 Sistemas con múltiples grados de libertad

La mayoría de los sistemas físicos requieren un modelo con más de un grado de libertad para obtener una aproximación aceptable. En la figura 14 se puede ver un modelo con 2 g.d.l. para un sistema en vibración forzada.

Mientras que un sistema de un grado de libertad tiene una frecuencia natural, un sistema de múltiples grados de libertad, como el objeto de estudio, tiene múltiples frecuencias naturales, una por cada grado de libertad. Cada frecuencia natural tiene asociada un patrón característico de deformación (forma del modo). Se podría pensar que la vibración de un sistema con múltiples grados de libertad es la suma de modos de vibración individuales.

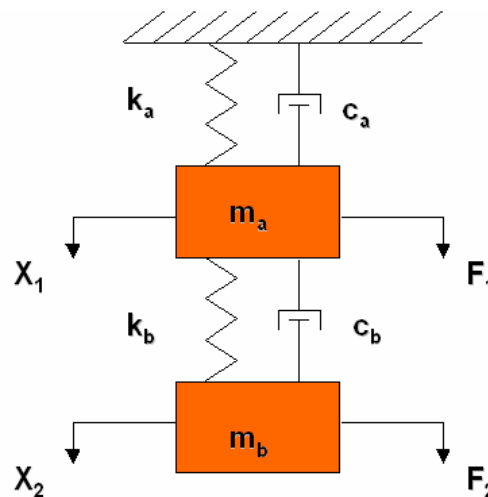


Figura 14. Modelo con 2 g.d.l. de un sistema con vibración forzada.

En coordenadas locales, las ecuaciones de movimiento están acopladas, es decir unos modos dependen de otros. Usando una notación matricial para facilitar su manipulación, se obtiene:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{0\}$$

Es posible encontrar un sistema de coordenadas, sistema de coordenadas modal, donde las ecuaciones de movimiento están desacopladas. En coordenadas modales, un sistema con n g.d.l. puede ser tratado como n

sistemas de 1 g.d.l. independientes. Esto es necesario porque sólo los sistemas con 1 g.d.l. tienen FRF [19,23].

5. ADQUISICIÓN DE DATOS

Experimentalmente, la FRF se calcula imprimiendo al sistema una excitación conocida, midiendo la respuesta y dividiendo ambas funciones.

Los elementos básicos necesarios para la medida de los datos que permitirán obtener la FRF del sistema son [19,23]:

- Una fuente de excitación, para proporcionar una fuerza conocida a la estructura, en este caso un martillo calibrado.
- Un transductor para la señal de fuerza aplicada y una serie de acelerómetros para convertir el movimiento mecánico del sistema en señales eléctricas.
- Amplificadores de señal, para adaptar las características de los transductores a las señales eléctricas de entrada al sistema de adquisición de datos.
- Un sistema de análisis, en el que se procesan las señales, puede tratarse de un analizador o de un ordenador con una tarjeta de adquisición de datos, en este caso se trata de la aplicación Metalmax[®].

En la figura 15 se puede ver un esquema del equipo necesario en la medición de la FRF y en la figura 16 una foto con el equipo suministrado por MetalMax[®].

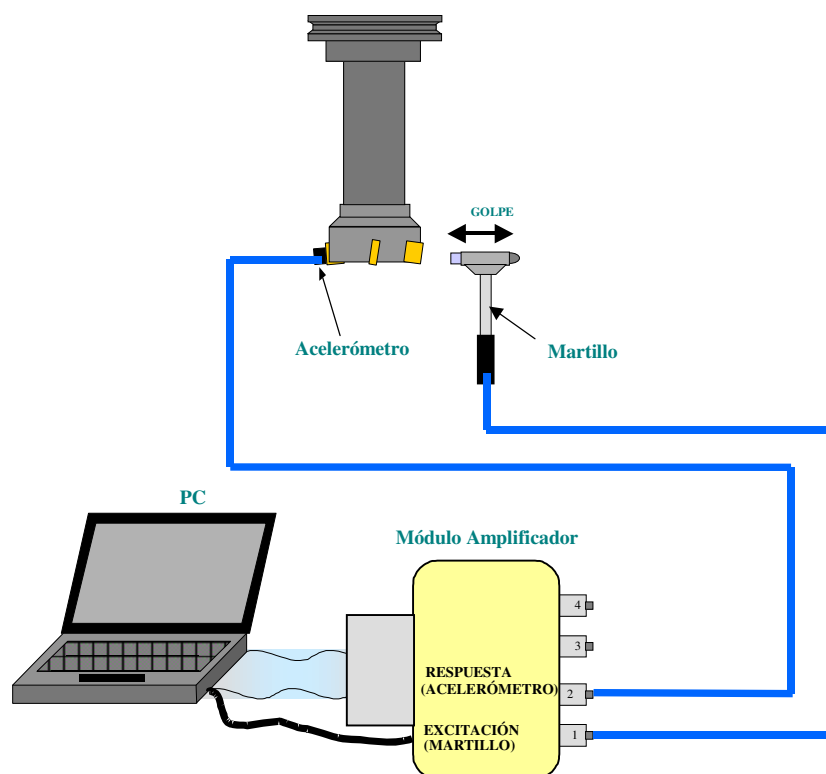


Figura 15. Equipo necesario para la adquisición de datos.

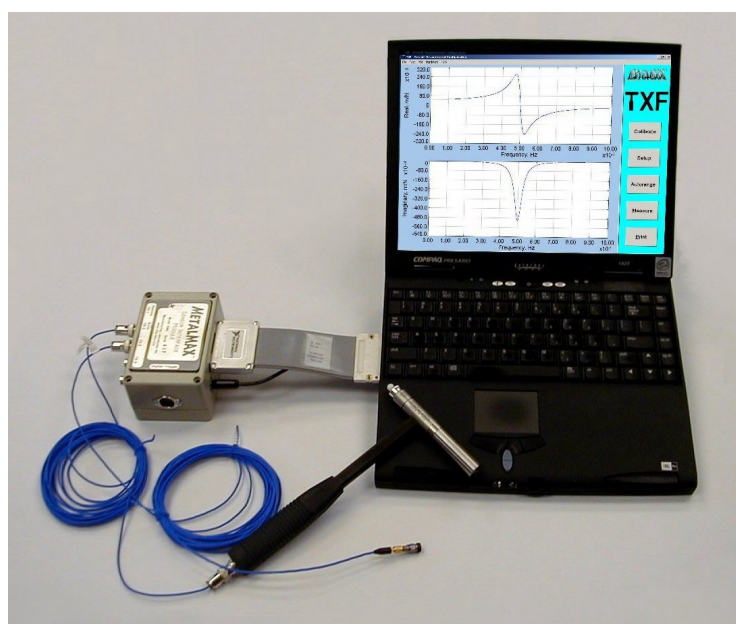


Figura 16. Material suministrado por MetalMax®.

5.1 Sistema de excitación

La señal de excitación puede ser una señal senoidal, aleatoria u otra. Las fuentes de excitación que se utilizan con más frecuencia son el excitador y el martillo. En este caso se usará el martillo suministrado por Metalmax®. Éste incorpora distintos tipos de puntas y cabezas que se utilizan según el tipo de estructura y el nivel de fuerzas deseado. Lleva incorporado una célula de carga o transductor de fuerzas como se puede ver en la figura 17.

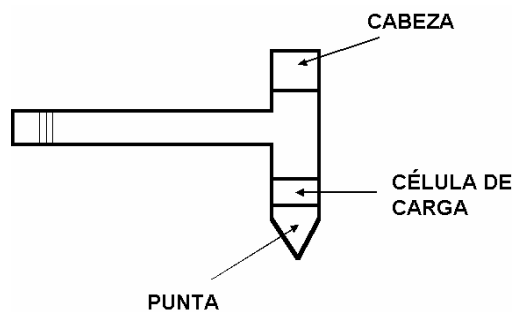


Figura 17. Martillo utilizado para la adquisición de datos.

Básicamente la magnitud del impacto está determinada por la masa de la cabeza del martillo y la velocidad del impacto. Normalmente se controla mejor la velocidad que el nivel de impacto, por eso éste se suele ajustar variando la masa de la cabeza.

El rango de frecuencias excitado por este tipo de mecanismo está controlado por la rigidez de las superficies de contacto y la masa del martillo, hay una frecuencia por encima de la cual es difícil conseguir excitación, debido a la dificultad que supone introducir en el sistema los niveles de energía que serían necesarios. Esta frecuencia se estima con la siguiente ecuación:

$$f = \left(\frac{\text{rigidez superficies contacto}}{\text{masa}} \right)^{1/2}$$

Cuando el martillo impacta en la estructura le comunica un pulso de fuerza que generalmente tiene la forma de la figura 18:

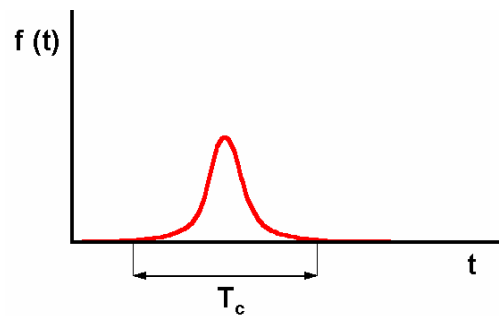


Figura 18. Pulso producido por el impacto del martillo.

donde T_c normalmente es del orden de 3 o 4 milisegundos.

Un pulso de este tipo tiene un contenido en frecuencia como el que se puede ver en la figura 19:

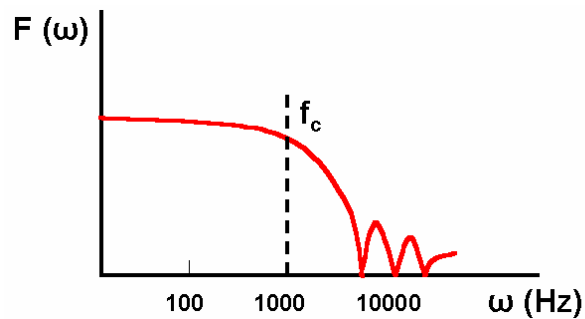


Figura 19. Contenido en frecuencia de un pulso.

donde f_c es la primera frecuencia de corte y representa el mayor valor de la frecuencia que es razonablemente bien excitado por el impacto del martillo. Corresponde al punto donde la magnitud de la respuesta disminuye más de 10 ó 20 dB del valor máximo. Esto significa que en frecuencias superiores a f_c la estructura no recibe energía suficiente para excitar modos superiores a f_c , así f_c determina el rango útil de excitación.

El pulso producido por el martillo es uniforme hasta llegar a la frecuencia de corte, a partir de la cual disminuye una cantidad indeterminada. Un pulso así es ineficiente para excitar frecuencias superiores a f_c y por tanto se necesita tener algún control sobre este parámetro que delimita el rango útil. Hay una relación directa entre la primera frecuencia de corte, f_c , y la duración del pulso, T_c . Para aumentar el rango de frecuencias es necesario introducir un pulso de corta duración.

Como se comentó anteriormente, el rango de frecuencias está relacionado con las rigideces de las superficies en contacto y la masa de la cabeza del martillo. Así, los materiales más rígidos sufrirán pulsos más cortos y tendrán cubiertos los mayores rangos de frecuencias y las masas más pequeñas producirán rangos de frecuencias amplios. Por este motivo los martillos disponen de distintos tipos de puntas y tamaños de cabezas, así se puede regular el rango de frecuencias [19,23].

5.2 Transductores de señal

El transductor de fuerzas más común está constituido por un material piezoeléctrico, también llamado cristal. Estos materiales generan cargas eléctricas cuando se someten a una fuerza. Pueden producir señales proporcionales a la fuerza o a la aceleración local, llamándose en este caso acelerómetros. La fuerza transmitida se aplica sobre el material piezoeléctrico que genera una carga, q , proporcional a la fuerza.

Los acelerómetros usan una conversión indirecta, utilizando una masa auxiliar m , como se puede ver en la figura 20:

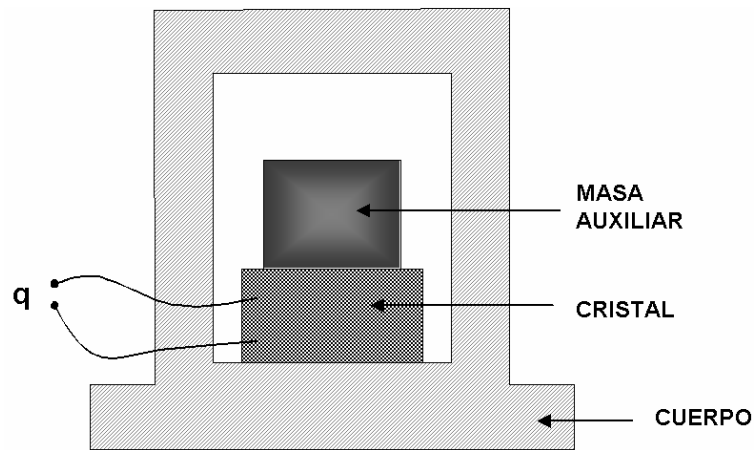


Figura 20. Sección de un acelerómetro.

La fuerza ejercida sobre el cristal o material piezoeléctrico es la inercia de la masa auxiliar: $m\ddot{x}$, como el cuerpo y la masa auxiliar se mueven juntos, tienen la misma aceleración, $\ddot{x} = \ddot{x}$, siendo $\ddot{x}$ la aceleración del cuerpo. Por lo tanto, la salida del sistema será proporcional a la aceleración del cuerpo del acelerómetro, o sea, de la estructura a la que está unido. En la figura 21 se puede ver un esquema dinámico de un acelerómetro.

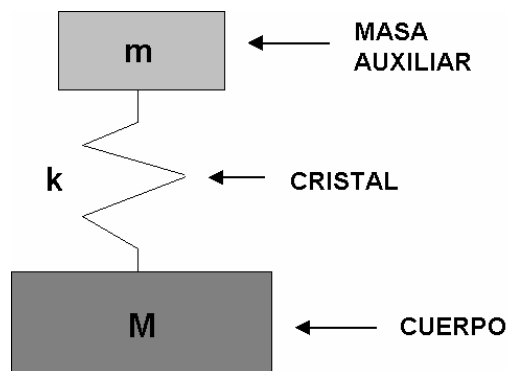


Figura 21. Esquema dinámico de un acelerómetro.

Se comprueba teórica y experimentalmente que la relación $\ddot{x}/\ddot{x}$ es la unidad en un amplio rango de frecuencias, desde cero hasta frecuencias próximas a la primera resonante del transductor. Por este motivo, para conocer el rango de trabajo de un acelerómetro es necesario conocer su frecuencia resonante más baja, sin embargo esta propiedad depende de las

características de la unión y del conjunto montado. Normalmente será un dato ofrecido por el fabricante del acelerómetro [19,23].

La señal de salida del acelerómetro no puede ajustarse directamente a la entrada del equipo de análisis, se precisan acondicionadores de señal, que pueden ser amplificadores de carga o voltaje, según el tipo de acelerómetro.

Debido al uso de acelerómetros, la FRF que se ha medido es la acelerancia y habrá que pasarla a receptancia, que es la que se usará posteriormente en el análisis modal. Esto introduce un error en la FRF, ya que se perderán los datos de baja frecuencia al tener que dividir por un número próximo cero (11).

$$\begin{aligned} Z(t) &= Ze^{j\omega t} \\ \ddot{Z}(t) &= (j\omega)^2 Ze^{j\omega t} = -\omega^2 Ze^{j\omega t} = -\omega^2 Z(t) \end{aligned} \longrightarrow \frac{Z}{F} = G(\omega) = \frac{\ddot{Z}}{F} = \frac{1}{F} \cdot \frac{1}{-\omega^2} \quad (11)$$

5.3 Analizador

Cuando la señal de respuesta ha sido acondicionada se conduce a un analizador para su procesamiento, en este caso un ordenador portátil con una tarjeta de adquisición de datos y la aplicación Metamax[®].

La mayoría de los análisis modales se realizan en el dominio de la frecuencia. La tarea posterior a la toma de la señal es convertir una señal en el dominio del tiempo en una señal en el dominio de la frecuencia. El método utilizado para cambiar una señal $x(t)$ en una función de ω es la Transformada de Fourier. Una señal periódica en el tiempo con periodo T puede representarse mediante series de Fourier en la forma [19,23]:

$$F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(n\omega_T t) + b_n \sin(n\omega_T t))$$

donde:

$$\omega_T = \frac{2\pi}{T}$$

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) dt$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \cos(n\omega_T t) dt$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \sin(n\omega_T t) dt$$

$$n = 1, 2, \dots$$

donde a_n y b_n son los coeficientes espectrales o coeficientes de Fourier.

Las señales de salida de los acelerómetros y del transductor de fuerza, representadas por $x(t)$, son las entradas del analizador, el cual calcula los coeficientes espectrales de las mismas.

Las señales analógicas se transforman en digitales, este proceso se realiza en un convertidor analógico/digital. La conversión puede interpretarse de dos formas:

- Una entrada que muestra la señal cada Δt segundos y pasa a la señal $x(t_k)$.
- Se multiplica la señal por una función formada por impulsos.

La versión discreta de la Transformada de Fourier se obtiene mediante [19,23]:

$$x_k = x(t_k) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{N/2} \left(a_i \cos \frac{2\pi i t_k}{T} + b_i \sen \frac{2\pi i t_k}{T} \right)$$

$$a_0 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k$$

$$a_i = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k \cos \frac{2\pi i k}{N}$$

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k \sen \frac{2\pi i k}{N}$$

Éstas no son más que las versiones digitales de las ecuaciones anteriores.

La tarea del sistema de procesamiento de la señal es calcular los coeficientes a_i y b_i dada $x(t_k)$. Escribiendo las ecuaciones para N muestras tenemos:

$$X = C \cdot a$$

donde:

X : vector de muestras.

a : vector de coeficientes a determinar.

C : contiene los términos armónicos.

La solución será:

$$a = C^{-1} \cdot X$$

Se debe obtener C para calcular a , el método consiste en invertir la matriz C y se conoce como Transformada Rápida de Fourier (FFT).

Al utilizar la transformada de Fourier debe ponerse especial cuidado al elegir la longitud del periodo de muestreo, puesto que de éste y de la discretización se derivan los problemas de Aliasing y Leakage que dan lugar a resultados erróneos.

Para evitar el Aliasing, el intervalo de muestreo debe elegirse suficientemente pequeño para asegurar que se toman al menos dos puntos por ciclo. La señal debe muestrearse a una velocidad mayor o igual a doble de la frecuencia más alta de la misma. Experimentalmente se observa que tomar 2.5 puntos por ciclo es la mejor elección. MetalMax[®] incorpora filtros antialiasing que son filtros de paso bajo y someten a la señal original a un corte de frecuencias superiores a la mitad de la frecuencia de interés.

La transformada de Fourier discreta asume que la señal es periódica en la longitud de muestreo. Si esto no se cumple aparece el fenómeno llamado Leakage y que produce la aparición de frecuencias erróneas en la representación digital. La frecuencia real se dispersa en frecuencias ficticias. Este error se corrige utilizando funciones ventana que multiplican la señal original y la fuerzan a ser cero en los extremos del periodo muestreado [19,23].

Estrictamente, la vibración transitoria ejercida por el martillo no puede tratarse como periódica, por que las señales de excitación y respuesta no lo son, sin embargo es posible extender las Series de Fourier de periodo infinito. Así, se tratará fuerza y respuesta para obtener una relación entrada/salida en el dominio de la frecuencia.

En la mayoría de los casos transitorios la función de entrada cumplirá la condición de Dirichlet:

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)| \cdot dt < \infty$$

por lo que se puede aplicar la definición de transformada de Fourier, que en este caso tiene la forma:

$$F(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \cdot e^{-i\omega t} dt$$

Se necesita calcular la transformada de Fourier de las señales de excitación y fuerza. El cociente entre estas dos funciones dará la FRF:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}$$

En la práctica es común calcular una transformada discreta asumiendo que el evento transitorio es periódico [19,23].

5.4 Coherencia

Se van a definir una serie de parámetros estadísticos aplicables a cualquier proceso aleatorio y que servirán en el estudio que se lleva a cabo. Se supone una señal aleatoria $x(t)$. Se define la función de autocorrelación $R_{xx}(\tau)$ como un valor promedio del producto $x(t)x(t+\tau)$:

$$R_{xx} = E[x(t) \cdot x(t + \tau)]$$

que será una función real y continua.

Esta función satisface las condiciones de existencia de la transformada de Fourier. Se puede calcular y resulta el parámetro llamado densidad espectral:

$$S_{xx}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau) \cdot e^{-i\omega\tau} d\tau$$

que será una función real de la frecuencia. Un concepto similar se puede aplicar al par de funciones $f(t)$ y $x(t)$, para producir correlaciones cruzadas y densidades espectrales cruzadas:

$$R_{xf} = E[x(t) \cdot f(t + \tau)]$$

$$S_{xf}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{xf}(\tau) \cdot e^{-i\omega\tau} d\tau$$

La primera de estas expresiones es una función real pero no siempre continua, mientras que la segunda es una función compleja.

Se va a ver ahora la relación entre entrada y salida para sistemas sometidos a vibración aleatoria. El análisis de estos sistemas se basa en la relación entre excitación y respuesta, en el dominio del tiempo:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} h(t - t') \cdot f(t') dt'$$

La función $R_{xx}(\tau)$, aplicada a la salida del sistema $x(t)$, puede manipularse para obtener la función de autocorrelación de la respuesta, pero resulta una integral triple muy compleja de resolver, por lo que se toma la ecuación en el dominio de la frecuencia:

$$S_{xx}(\omega) = |H(\omega)|^2 \cdot S_{ff}(\omega)$$

Esta ecuación no describe completamente el proceso porque sólo contiene información acerca del módulo y no de la fase. Se requiere una segunda ecuación, que se obtiene de las correlaciones cruzadas entre excitación y respuesta:

$$S_{fx}(\omega) = H(\omega) \cdot S_{ff}(\omega)$$

$$S_{xx}(\omega) = H(\omega) \cdot S_{xf}(\omega)$$

$$H_1(\omega) = \frac{S_{fx}(\omega)}{S_{ff}(\omega)}$$

$$H_2(\omega) = \frac{S_{xx}(\omega)}{S_{xf}(\omega)}$$

Como H_1 y H_2 normalmente no serán idénticos se define un parámetro denominado coherencia [19,23]:

$$\gamma^2 = \frac{H_1(\omega)}{H_2(\omega)}$$

Si las medidas fuesen perfectas, la coherencia sería la unidad. En muchos casos no lo es, por lo que habrá que buscar la causa que lo provoca, ya que sino el valor de FRF no será fiable.

Hay distintas situaciones en las que las medidas pueden ser imperfectas y producir una coherencia menor de lo deseado o esperado:

- Ruido en la excitación o en la respuesta.
- Excitación múltiple.
- Estructura no lineal.
- La frecuencia de resolución del analizador no es suficientemente pequeña para describir de forma adecuada los cambios bruscos de respuesta cerca de las frecuencias de resonancias. Este efecto es más acentuado en estructuras poco amortiguadas.

En pruebas transitorias se suelen repetir las medidas bajo condiciones idénticas y se promedian las FRF obtenidas, de forma que el ruido que puede tener una medida se minimice, especialmente en las regiones fuera de resonancia donde los niveles de respuesta tienden a ser más bajos [19,23].

6. ANÁLISIS MODAL

Una vez conocida la FRF se realiza el análisis modal experimental, que consiste en calcular las frecuencias naturales, relaciones de amortiguamiento y modos asociados a cada resonancia de la FRF medida.

Se debe decidir el número de grados de libertad a considerar en el sistema. Normalmente se calcula contando el número de picos o máximos de la FRF, sin embargo este método no es del todo exacto si hay frecuencias naturales muy próximas o si aparecen repetidas. En el objeto de estudio no hay problema porque los modos están bien separados. MetalMax[®] utiliza el método de análisis modal experimental llamado Pico-Amplitud, que para este tipo de casos da buenos resultados. La suposición que realiza este método consiste en aproximar la respuesta total en la proximidad de la resonancia por la contribución del modo cuya frecuencia natural está más cercana. Esta circunstancia se da en sistemas con relaciones de amortiguamiento pequeñas, de forma que el modo considerado predomina sobre el resto en esa zona. Este método consiste en [19,23]:

- a) Se identifican los picos de FRF y las frecuencias correspondientes a los mismos se toman como frecuencias naturales (ω_r), como se ha hecho en la figura 22:

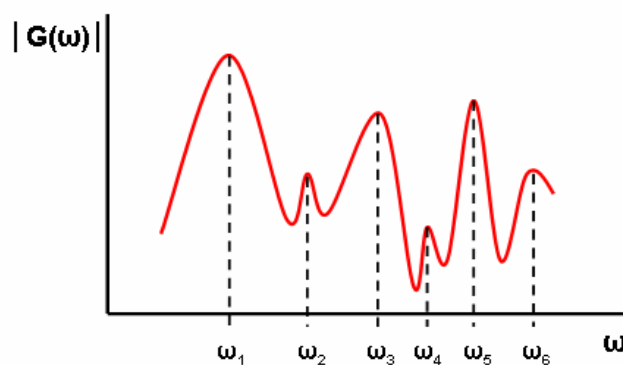


Figura 22. Identificación de los distintos modos de vibración.

- b) Se toma el valor máximo de FRF y una banda de frecuencias con los puntos cuyo nivel de respuesta sea: $|G(\omega)|_{MAX} / \sqrt{2}$

En la figura 23 se puede ver que se obtendrán dos puntos. Dichos puntos tendrán frecuencias ω_a y ω_b .

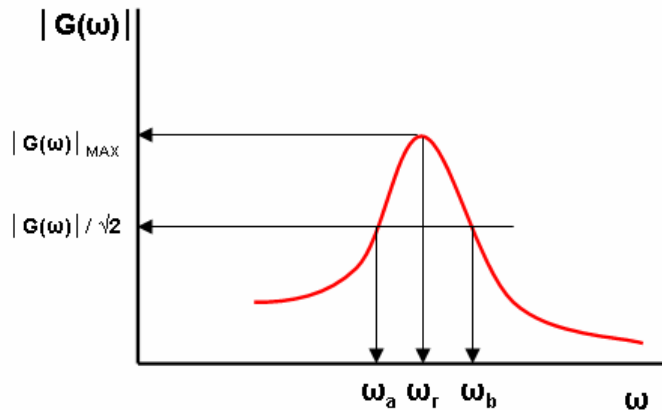


Figura 23. Obtención del amortiguamiento del modo.

- c) Se estima el amortiguamiento del modo con la siguiente ecuación:

$$\zeta = 2 \frac{\omega_a^2 - \omega_b^2}{\omega_r^2}$$

El valor obtenido para el amortiguamiento depende fuertemente de la exactitud con que se mida la máxima respuesta, cantidad que no puede medirse con precisión en la mayoría de los casos, pues los errores normalmente se concentran en la resonancia.

Otra limitación importante de este método consiste en que la suposición de un modo único no es estrictamente aplicable, pues los otros modos contribuyen con una cantidad notable a la respuesta total en las frecuencias bajo análisis.

7. TEORÍA DEL CHATTER

El *chatter* es un tipo de vibración que se da en operaciones de mecanizado y que tiene su origen en la interacción entre la herramienta y la pieza a mecanizar en el corte. El *chatter* puede provenir de un movimiento forzado o autoexcitado. Las vibraciones forzadas son causadas por perturbaciones externas como motores, rodamientos o desequilibrios de la máquina [3]. Además, un reciente estudio de M. Davies y B. Balachandran propone que el *chatter* puede desarrollarse debido a los impactos dinámicos de los dientes de la herramienta con la pieza a mecanizar en un proceso de corte intermitente [4].

El *chatter* debido a vibración forzada es eliminado reduciendo la fuente de la vibración. Esto normalmente se hace corrigiendo el equilibrado, cambiando los rodamientos o usando amortiguadores para reducir la vibración.

Hay dos formas principales de *chatter* debido a vibraciones autoexcitadas:

- *Chatter* no regenerativo (modo acoplado).
- *Chatter* regenerativo.

El *chatter* no regenerativo está producido por el golpeteo de los dientes de la herramienta sobre la pieza lo que provoca la excitación de dos modos de vibración ortogonales de la estructura de la máquina-herramienta, dando lugar a que la herramienta siga un movimiento elíptico. Durante una porción del movimiento elíptico, la fuerza de corte tiene una componente en la dirección del movimiento. Según Tlusty, la energía aportada a la herramienta cuando la componente de la fuerza está en la misma dirección de la herramienta es mucho mayor que cuando la componente de la fuerza está en oposición al

movimiento de la herramienta [1]. Este exceso de energía lleva a la existencia de *chatter* autoexcitado.

Para comprender mejor el fenómeno del *chatter* regenerativo se va a estudiar un modelo sencillo del proceso de mecanizado:

Se supone una fresadora, en la que se tiene la pieza a mecanizar y una herramienta de un sólo diente girando a una velocidad (n) y un avance (F_z). La herramienta debido al propio proceso de corte oscilará a su frecuencia natural, por lo que el diente de la herramienta no penetrará lo mismo cada vez, produciendo que el espesor de la viruta generada en el corte sea variable. El espesor de viruta, incide directamente sobre la fuerza que se necesita en el corte (14). El espesor es variable porque cuando el diente de la herramienta incide con la pieza a mecanizar no está, o no tiene porqué estar, en el mismo punto de la oscilación con lo que el frente de corte no penetra en el material de la misma forma y como resultado de esto la viruta no sale uniforme [20].

El *chatter* regenerativo se produce a la frecuencia del modo más dominante de la máquina en la dirección normal a la herramienta [1]. La excitación de este modo se produce debido al movimiento relativo entre la herramienta y la pieza a mecanizar, que es posible porque la herramienta corta por una superficie ondulada o que ha sido previamente mecanizada, lo que se conoce como Ondas Regenerativas. Según Stepan, el *chatter* regenerativo es la inestabilidad más común en los procesos de mecanizado [5].

Este fenómeno incide negativamente en las vidas del husillo y de la herramienta, en la calidad del acabado de la pieza, en el número de incidencias no programadas y en la tasa de producción.

Por lo tanto, el *chatter* no regenerativo tiene su origen en la vibración de la herramienta en el corte y el *chatter* regenerativo en las ondas superficiales, llevando en ambos casos a un espesor de viruta variable. Es por esto que, la condición para evitar la aparición de *chatter* es que el espesor de la viruta sea

constante, ya que esto da lugar a una fuerza aplicada en el corte al diente también constante, lo que da lugar a un proceso estable. Esto se traduce en que las vibraciones asociadas a la oscilación de la herramienta y a la ondulación de la superficie estén perfectamente en fase, acopladas, en caso contrario el fenómeno de *chatter* será más acusado. En la figura 24 se aprecia perfectamente como al estar fuera de fase, el espesor que va cortando el diente es variable:

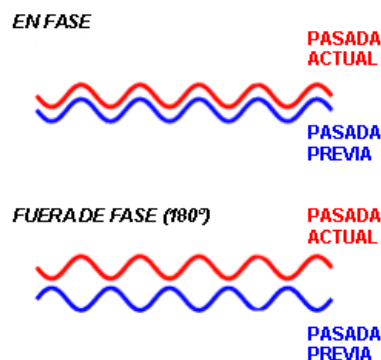


Figura 24. Evolución del espesor de viruta “en fase” y “fuera de fase”.

Existe una velocidad de giro que implica una frecuencia de vibración igual a la natural del sistema llamada *sweet spot*, y en esta situación las vibraciones debidas al giro y al corte se acoplan, están en fase y no hay *chatter*.

La figura 25 muestra la interacción relativa entre herramienta y pieza según describió Stepan [5]. En esta figura, $z(t)$ representa la pasada actual y $z(t-\bar{\alpha})$ representa la pasada previa de la herramienta sobre la pieza:

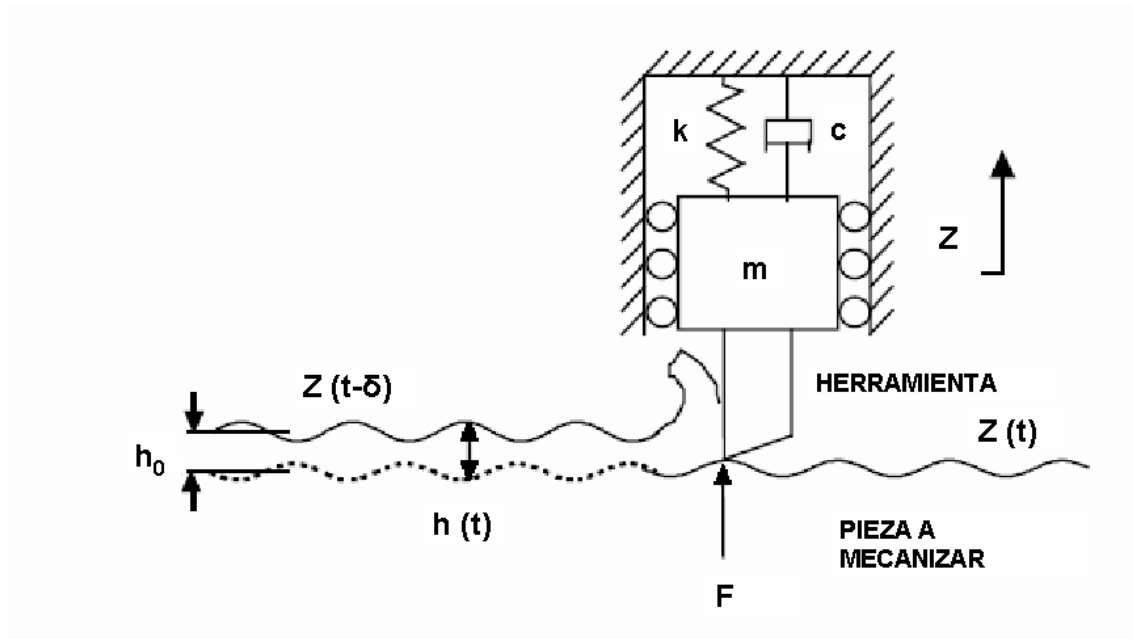


Figura 25. Modelo del *chatter* de un grado de libertad. Stepan [5].

Por lo tanto en condiciones normales, el espesor de la viruta no es constante y sigue la ecuación:

$$h(t) = h_0 + z(t - \delta) - z(t) \quad (12)$$

donde,

$h(t)$: Espesor de viruta instantáneo.

h_0 : Espesor de viruta debido al avance de la herramienta.

$z(t-\delta) - z(t)$: Variación del espesor de viruta entre dos dientes, debido a los factores anteriores.

El valor de h_0 es un valor constante y depende directamente del avance por diente.

El efecto del *chatter* se entiende mejor si se considera el retraso de fase entre la pasada previa $z(t-\delta)$ y la pasada actual $z(t)$. La figura 26 muestra como el efecto de la fase para un mecanizado con la herramienta totalmente enterrada según describió Krzysztof [6]. Si las dos pasadas están en fase ($\delta=0$), las ondulaciones no crecen, $h(t) = h_0$ y el proceso permanecerá estable. Bajo esta condición la fuerza en la herramienta es relativamente constante. Sin

embargo, si las dos pasadas no están en fase ($\phi \neq 0$), las ondulaciones pueden crecer debido a la energía que está siendo proporcionada a la herramienta en el corte y el proceso se vuelve inestable [7]. En este caso la fuerza no es constante, y la herramienta puede oscilar en la misma forma que lo haría si excitamos la frecuencia natural del sistema.

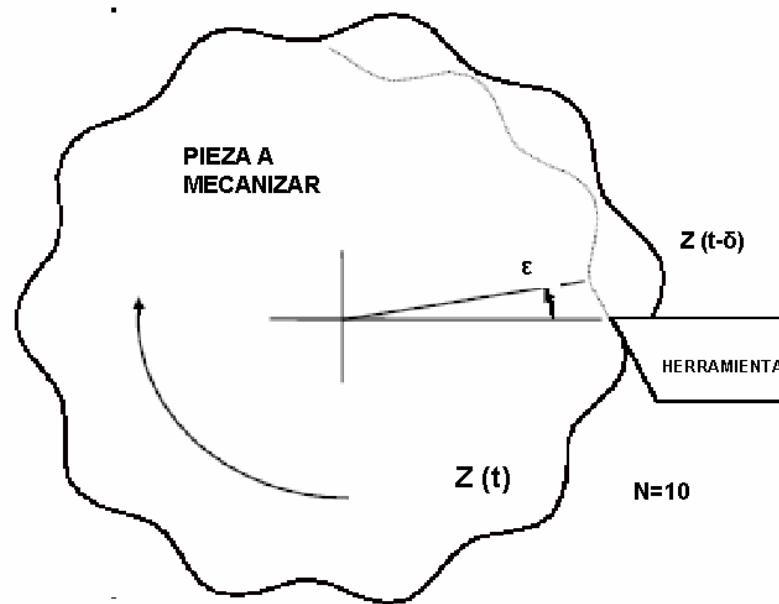


Figura 26 Cambio de fase entre la pasada actual $z(t)$ y la previa $z(t-\delta)$.

El efecto de la fase en el *chatter* regenerativo fue formulado por Tlusty en la siguiente relación [1]:

$$N + \frac{\varepsilon}{2\pi} = \frac{f}{n} \quad (13)$$

donde,

N : número de ondas u ondulaciones en la superficie de corte.

ϕ retraso de fase (rad.).

f : frecuencia de la herramienta (Hz).

n : velocidad de giro (Hz)

La figura 26 muestra diez ondas enteras mas una parte de onda en la superficie de la pieza. Debido a este cambio en la fase, el proceso puede

volverse inestable dependiendo de la magnitud del cambio y de la variación de la fuerza de corte.

En la figura 27 se muestran varias relaciones de retraso de fase para distintos δ . Si δ es nulo, hay un número entero de ondas en la pieza y el corte es estable. A raíz de esta formulación se puede ver que la máxima inestabilidad se da cuando el retraso de fase es igual a $\delta/2$ radianes.

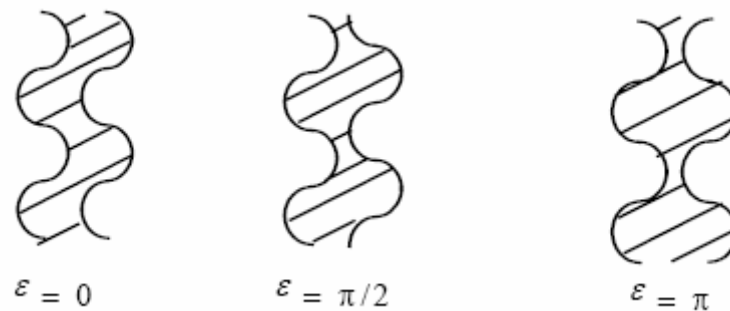


Figura 27. Relaciones de retraso de fase formuladas por Tlustý [1].

La formulación (13) fue confirmada por los hallazgos de Y. Tarng [8] que llegó a la conclusión de que ajustando la velocidad del husillo a un cociente entero de la frecuencia de *chatter* f , se podía reducir el *chatter* regenerativo. Actuando de dicha forma, la fase entre la pasada previa y la actual se fuerza a ser cero, resultando un proceso de corte estable.

La problemática del proceso se puede resumir en tres puntos:

- Espesor de viruta instantáneo depende del corte anterior.
- La fuerza depende de las vibraciones previas.
- La vibración en un instante depende de la fuerza en dicho instante.

Se han realizado muchas aproximaciones para realizar un modelo para el análisis de estabilidad. Una aproximación consiste en modelar el proceso como un sistema de un grado de libertad [1,3,9] como muestra la figura 25.

Este modelo supone que el movimiento normal a la herramienta es el responsable de producir las ondulaciones sobre la superficie de la pieza. El movimiento tangencial produce un cambio muy pequeño en la profundidad de corte, por lo que su efecto no tiene se en cuenta en el modelo [10]. También fueron desarrollados varios modelos con dos grados de libertad que validan la aproximación del modelo de un grado de libertad [11,12]. La ventaja de utilizar un modelo de un grado de libertad está en lo simplificado de las ecuaciones de movimiento del sistema y que pueden ser fácilmente halladas. El modelo dinámico que resulta, se resuelve usando técnicas de integración numérica para encontrar la respuesta del sistema.

En la figura 25, la proyección del modo de la herramienta responsable del *chatter* en la dirección Z es modelado como un sistema amortiguado donde:

m: masa efectiva del sistema.

k: rigidez efectiva.

c: amortiguamiento efectivo.

De nuevo, la pasada previa de la herramienta es representada por el término $z(t-\delta)$, donde δ (segundos) es el retraso desde la rotación de la herramienta definido por:

$$\delta = \frac{2\pi}{n}$$

Aquí n es la velocidad angular de la herramienta en rad/s.

La fuerza en cualquier diente de la herramienta, producida por la viruta tiene la forma que se muestra en la figura 28.

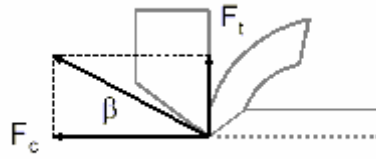


Figura 28. Fuerza ejercida sobre un diente

En (14) se observa la dependencia de la fuerza ejercida sobre el diente de la herramienta del espesor de viruta.

$$F_T = A_p \cdot K_S \cdot h(t)$$

$$F_C = F_T \cdot \tan\beta = A_p \cdot K_S \cdot h(t) \cdot \tan\beta \quad (14)$$

donde,

A_p : Profundidad de corte axial.

K_S : Rigidez de corte.

β : Ángulo de fricción.

La rigidez de corte K_S depende del material a mecanizar y se puede calcular como la pendiente de la curva de variación de la fuerza (F) frente al espesor de viruta (h), figura 29:

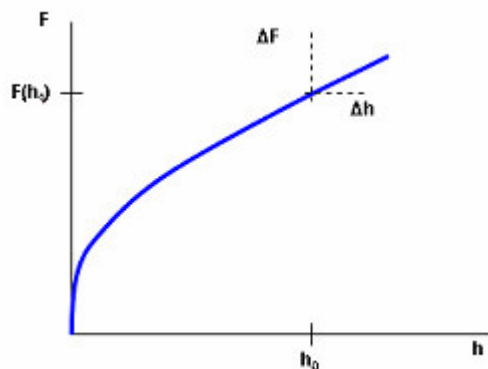


Figura 29. Relación entre la fuerza del corte y el espesor de viruta.

Para el aluminio se puede calcular $K_S = 400-100 \text{ N/mm}^2$. El ángulo de fricción también es un parámetro característico del material y, por lo tanto, medible físicamente.

La ecuación de movimiento del sistema mostrado en la figura 25 se expresa como sigue [5]:

$$\ddot{z}(t) + 2\zeta\omega_n \dot{z}(t) + \omega_n^2 z(t) = \frac{1}{m} (F(h(t)) - F(h_0)) \quad (15)$$

La función de la fuerza F , como ya se ha comentado, es proporcional a la rigidez de corte del material de la pieza y de la cantidad de viruta que es producida por la herramienta. Stepan define la función de la fuerza para el corte como:

$$\frac{1}{m} (F(h(t)) - F(h_0)) = \frac{K_S A_P}{m} (z(t - \delta) - z(t)) \quad (16)$$

Sustituyendo (16) en (15) y reagrupando términos, la ecuación de movimiento queda:

$$\ddot{z}(t) + 2\zeta\omega_n \dot{z}(t) + \left(\omega_n^2 + \frac{K_S A_P}{m}\right) z(t) = \frac{K_S A_P}{m} z(t - \delta)$$

Algunas recientes investigaciones sugieren que los modelos convencionales de mecanizado podrían estar en un error al asumir como constante la rigidez de corte y la resultante del ángulo de fuerza del corte [13,14]. Estos términos afectan a la magnitud de la fuerza de corte en la dirección normal a la herramienta y por lo tanto, afectan a la estabilidad predicha para el proceso. Se ha determinado que hay un pico en estos valores para profundidades de corte inferiores a 1 mm . Lucca atribuyó este incremento en la rigidez de corte y en el ángulo de la fuerza a que la herramienta resbala sobre la superficie de la pieza que provoca un ángulo eficaz negativo de la fresa [13,14]. Esto podría provocar una recuperación elástica del material de la pieza a mecanizar detrás del filo de la herramienta.

El modelo básico como se ha descrito hasta ahora puede ser resuelto para la respuesta de la herramienta con el fin de determinar la estabilidad del proceso. La figura 30 muestra la respuesta de la herramienta para un proceso de corte estable. Como se puede observar, las oscilaciones de la herramienta desaparecen con el tiempo e indican que el corte es estable.

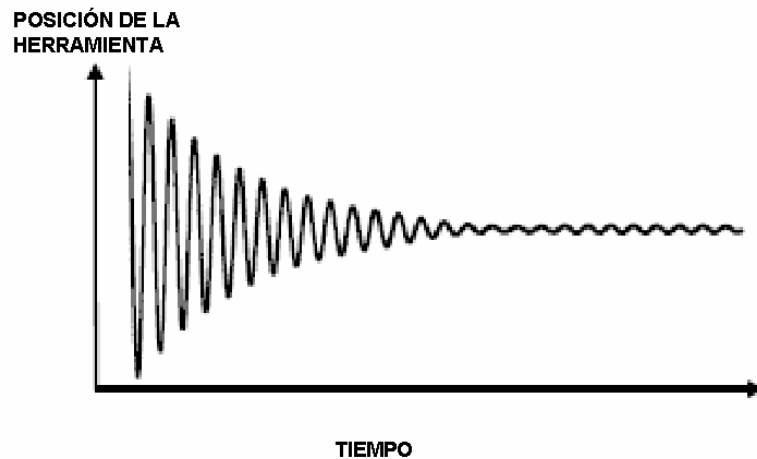


Figura 30. Desplazamiento de la herramienta frente al tiempo en un corte estable.

La figura 31 muestra la respuesta de la herramienta cerca del límite de estabilidad del proceso. Las oscilaciones de la herramienta están presentes, pero la amplitud de las oscilaciones decrece con el tiempo por lo que el corte permanece estable.

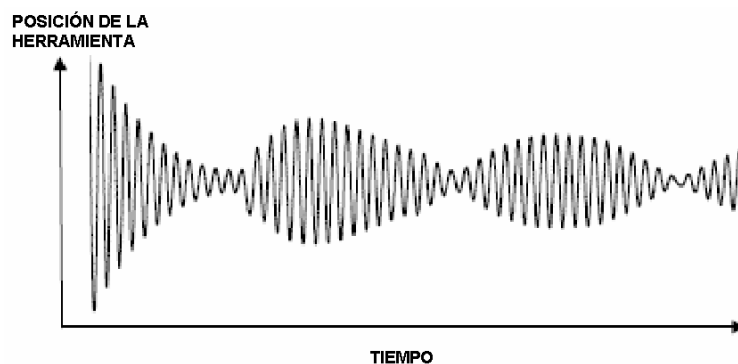


Figura 31. Desplazamiento de la herramienta frente al tiempo para una profundidad de corte cerca de la estabilidad.

A raíz de la información de esta respuesta, se puede construir un diagrama de lóbulos de estabilidad. Los primeros en conseguirlo fueron Tobias y Fishwick en 1958 [2]. En la figura 32 se muestra un típico diagrama de estabilidad modelado por Tlusty para el mecanizado [1]. Profundidades de corte por encima de la curva de estabilidad provocan que el proceso sea inestable, y profundidades de corte por debajo de la curva conllevan procesos de corte estables. La línea a trazos representa la profundidad de corte asintóticamente estable, $b_{lim-crit}$, para el proceso de corte. De la figura se puede extraer que existe una velocidad de giro del husillo que maximiza el índice de material cortado permitiendo grandes profundidades de corte manteniendo el proceso de corte estable.

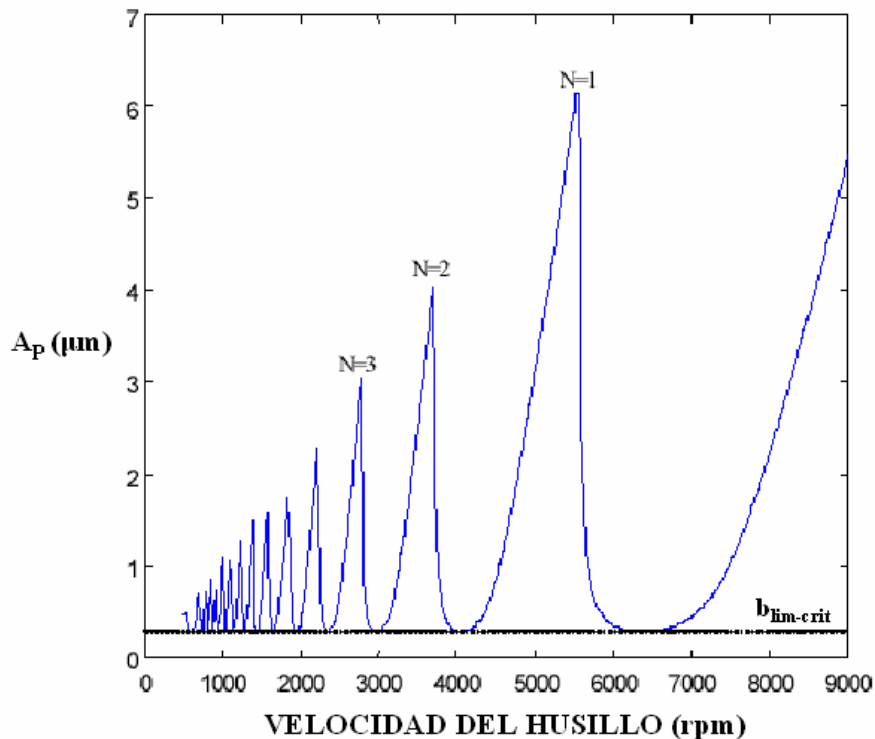


Figura 32. Diagrama de lóbulos de estabilidad típico por Tlusty [1].

Para calcular el diagrama de lóbulos de estabilidad se recurre a la versión en el dominio de la frecuencia de la ecuación de movimiento:

$$\frac{Z}{F}(\omega) = G(\omega) = \frac{1}{-m\omega^2 + jc\omega + k}$$

Por lo tanto la respuesta del sistema sería, para esta excitación, del tipo:

$$Z = G(\omega) \cdot F_T = G(\omega) [K_S \cdot A_P \cdot h(t) \cdot \tan \beta] = G(\omega) [K_S \cdot A_P \cdot \tan \beta \cdot (h_0 + Z(t - \delta) - Z(t))]$$

En forma de diagrama de bloques:

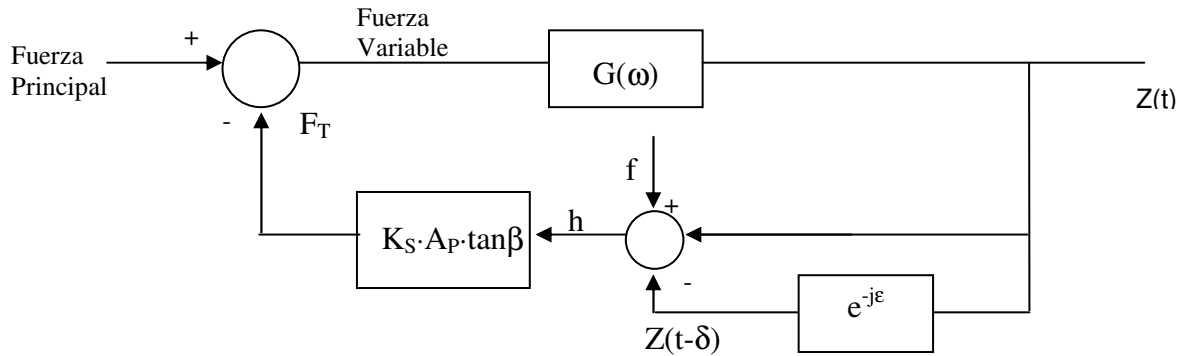


Figura 33. Diagrama de bloques del proceso.

Y simplificando, ignorando la componente permanente o principal:

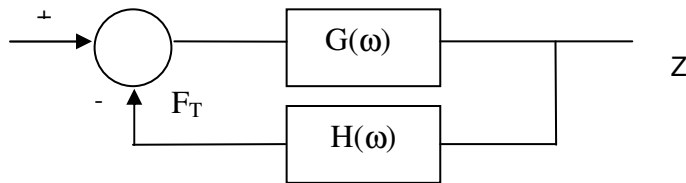


Figura 34. Diagrama de bloques simplificado del proceso.

donde,

$$H(\omega) = K_S \cdot A_P \cdot \tan \beta \cdot (1 - e^{-j\epsilon})$$

Se puede observar que el sistema se autoalimenta, ya que es un proceso autoexcitado.

Entonces se tiene que la parte variable de la fuerza tiene la siguiente forma:

$$F = A_P \cdot K_S \cdot \tan \beta \cdot (z(t - \delta) - z(t))$$

Por lo tanto si se consigue que $z(t-\delta) - z(t)$ sea constante, como el resto de términos también lo son, se obtendría una fuerza constante, o sea, la frecuencia de excitación de la fuerza sería nula.

Matemáticamente, se puede calcular aplicando el Criterio de Estabilidad Relativa de Nyquist a la respuesta Z :

$$Z(\omega) = G(\omega) \cdot H(\omega) = G \cdot K_s \cdot A_p \cdot (z(t-\delta) - z(t)) = (-1, j \cdot 0)$$

Por lo tanto, es necesario que $z(t-\delta) - z(t)$ sea real, como se puede ver en la figura 35:

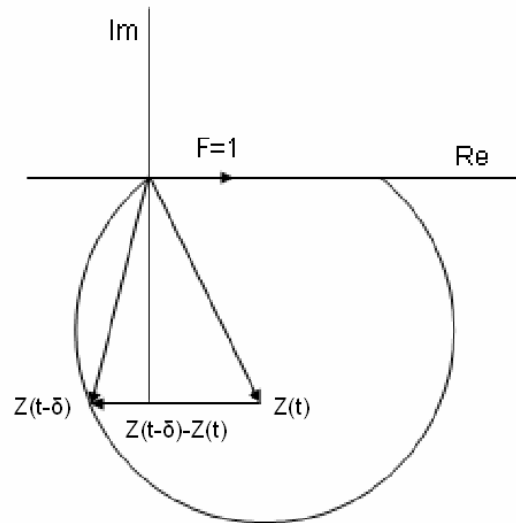


Figura 35. Condición de estabilidad en el diagrama de Nyquist.

En el límite de la estabilidad, la amplitud de la vibración $|z(t)|$ es constante, así $|z(t)| = |z(t-\delta)|$

Por lo tanto, la amplitud de las vibraciones se determina por las dos condiciones:

$$\begin{aligned} [z(t-\delta) - z(t)] &\in \mathfrak{R} \\ |z(t-\delta)| &= |z(t)| \end{aligned}$$

Como la fuerza con que se excita a la herramienta es directamente proporcional al espesor, se obtiene una fuerza de excitación constante. O sea,

la frecuencia relativa de excitación es nula ($r=0$) y, como se puede ver en la figura 36, Z/F es mínimo, por lo que la amplitud de la vibración o desplazamiento en la punta de la herramienta es también mínima, únicamente la debida al permanente.

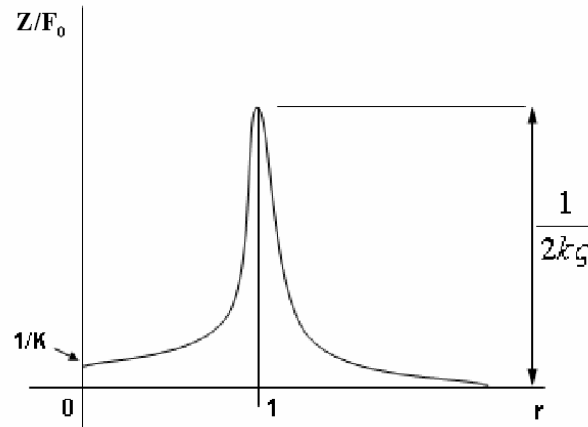


Figura 36. Módulo de la FTF.

Rescribiendo el criterio de Nyquist:

$$G(\omega) \cdot H(\omega) = G \cdot K_s \cdot A_p \cdot \tan \beta (1 - e^{-j\varepsilon}) = (-1, j \cdot 0)$$

de donde, despejando A_p , podemos obtener la profundidad de corte axial límite ($b_{\text{límite}}$):

$$b_{\text{límite}} = \frac{1}{[K_s (z(t - \delta) - z(t))]} = \frac{-1}{2K_s \mu \operatorname{Re}[G(\omega)]} \quad (17)$$

donde,

$\mu = \tan \beta$: Factor de orientación direccional. ($\mu = 0.34$ para trepado)

$\operatorname{Re}[G]$: Parte real de FRF.

Para calcular el límite de estabilidad asintótico, se debe encontrar el máximo de (17), que como se puede comprobar, se dará para el valor mínimo de $\operatorname{Re}[G]$.

Para un sistema de un grado de libertad esto se expresa como:

$$\operatorname{Re}[G]_{\min} = -\frac{1}{4k\zeta(1+\zeta)}$$

donde k representa la rigidez de la herramienta (N/m) y ζ es el índice de amortiguamiento de la herramienta.

Como:

$$r = \sqrt{1+2\zeta} \approx 1+\zeta \quad \text{con } \zeta \ll 1$$

se puede aproximar por:

$$G_{\min} \approx \frac{-1}{4k\zeta}$$

de donde se obtiene que el límite de estabilidad asintótico es:

$$b_{\text{límite-crítico}} = \frac{-1}{2K_s \cdot G_{\min}} = \frac{4k\zeta}{K_s}$$

Trabajando con una profundidad de corte inferior a este valor se asegura un corte estable.

Teniendo en cuenta que esta formulación era para una herramienta de un sólo diente, la expresión para una herramienta con m dientes quedaría:

$$b_{\text{límite-crítico}} = \frac{-1}{2K_s \cdot m \cdot G_{\min}} = \frac{4k\zeta}{m \cdot K_s}$$

donde,

m : Número de dientes

Por lo tanto, conociendo el pico negativo de la parte real de la FRF se puede calcular la profundidad de corte estable.

La formulación para el límite de estabilidad será bastante más complicada cuando la inmersión y la orientación radiales del cortador cambien la dirección de las fuerzas de corte medias con respecto a la FRF medida.

A raíz de esta información se pueden calcular los Lóbulos de Estabilidad, es decir, de la relación entre las ondas, el avance por diente y la fórmula de $b_{\text{límite}}$. Calculando y representando $b_{\text{límite}}$ para todos los puntos de la parte real de la FRF se obtienen los lóbulos de estabilidad, como se muestra en la figura 37:

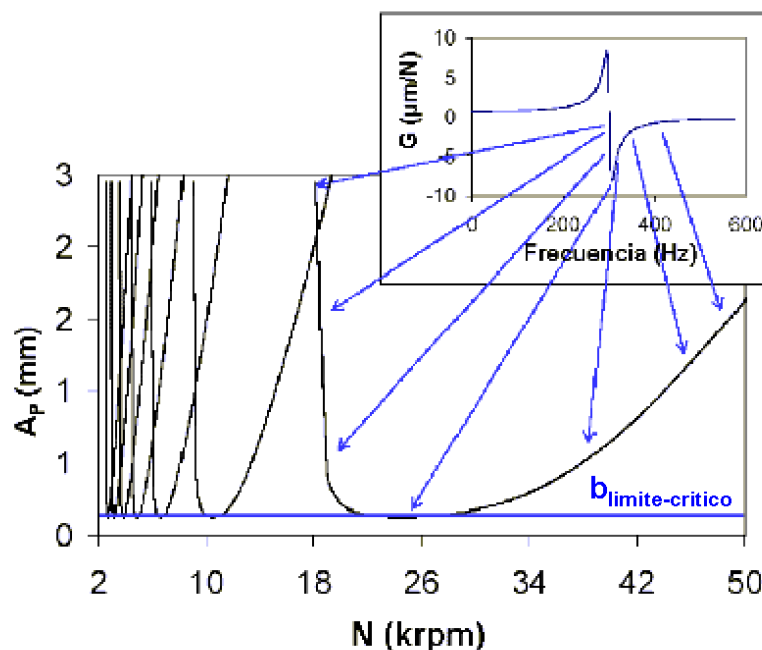


Figura 37. Obtención de los lóbulos de estabilidad.

El número de ondas N entre una secuencia de dientes y su fase, relacionado con la profundidad de corte axial, lleva a la creación de los lóbulos de estabilidad. Éstos tendrán la forma de la figura 38.

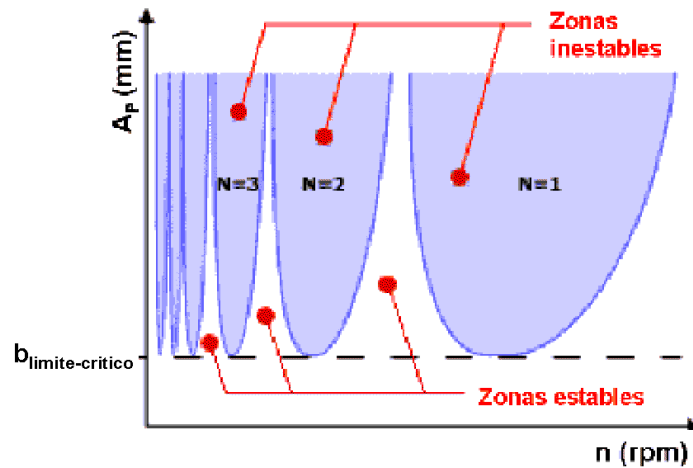


Figura 38. Lóbulos de estabilidad.

Las zonas de estabilidad se producen para velocidades de rotación del husillo, en que la frecuencia de rotación de la herramienta y la frecuencia natural del conjunto herramienta, portaherramientas y husillo, o algún armónico del sistema, coinciden. Es por esto que los mayores picos de estabilidad ocurren a la frecuencia natural del sistema. También se puede observar que al aumentar el número de ondas N entre dientes consecutivos, el área de la región estable disminuye, por lo tanto a mayor velocidad mayor estabilidad. Los picos del diagrama de lóbulos de estabilidad también representan el número de ondas en la pieza, como se muestra en la figura 32 para $N=1,2$ y 3 .

Calculando estos lóbulos para cada herramienta se puede mejorar mucho el proceso de corte de metales.

Por lo tanto, parece claro que si hacemos coincidir la frecuencia de paso de los dientes con la frecuencia natural del sistema evitamos el *chatter*. En esta situación se puede calcular la frecuencia asociada al giro según:

$$f_c = \frac{n \cdot m}{60} \quad (18)$$

que en este caso será igual a la frecuencia de excitación del sistema (f_n).

Por lo tanto, conociendo f_n , se puede calcular la velocidad de giro de forma que el sistema no se autoexcite. Si por limitaciones técnicas de la máquina no se puede girar a esa velocidad, se puede pasar al siguiente modo de vibración del sistema, dividiendo n por el número del modo asociado hasta que se entre dentro de las características técnicas.

Si por el contrario se gira a una velocidad mayor, cuando el diente golpee la superficie de la pieza a mecanizar no le dará tiempo a dar un ciclo completo de su oscilación y la viruta saldrá con un espesor distinto cada vez, con lo que la fuerza dejará de ser constante y el sistema se autoexcitará, disparándose los esfuerzos en la punta de la herramienta, provocando su rotura y afectando notablemente a la calidad superficial. El mismo razonamiento se podría hacer si giro a mayor velocidad.

La frecuencia de *chatter* se puede calcular experimentalmente viendo las marcas, producidas por el corte inestable, en la superficie de pieza como se puede ver en la figura 39:

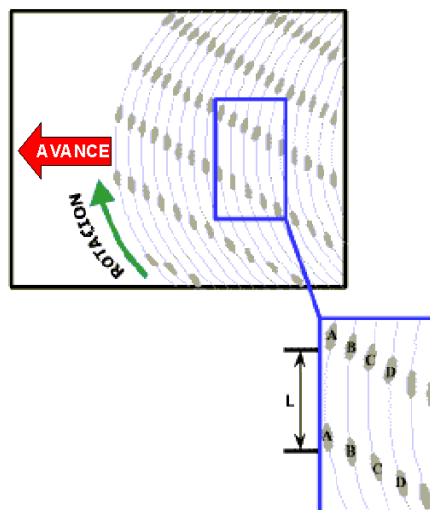


Figura 39. Marcas características de *chatter*.

Midiendo la distancia L entre las marcas y conociendo la velocidad de corte V_C , se obtiene la frecuencia de *chatter* :

$$f_c = \frac{V_c}{5L}$$

donde,

V_C : Velocidad de corte (pies/min)

L : Distancia entre marcas (pulgadas)

Además del patrón visual, el *chatter* produce un ruido característico, con una frecuencia y amplitud determinados, que puede ser analizado por un equipo específico de análisis [20].

8. SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE HERRAMIENTAS MEDIANTE SIMMILL® Y METALMAX®

Se van a describir todos los pasos seguidos en la simulación y posterior análisis de cada uno de los conjuntos (herramienta + portaherramientas) que son utilizados en la máquina recantadora. En este caso se ha usado una herramienta de metal duro de dos dientes, diámetro 16 mm, montada en un portaherramientas térmico.

8.1 Obtención de la respuesta en frecuencia del conjunto mediante Metalmax®.

Mediante la técnica descrita en los capítulos anteriores, excitando el sistema con una energía conocida, mediante un impulso proporcionado con un martillo, y midiendo la respuesta del mismo con un acelerómetro, se va a obtener la FRF para un conjunto determinado.

- 1) Introducir la información apropiada en el menú de configuración o *setup* (Figura 40).

Se empezará por la pestaña *Sensors*, donde se introduce la información descriptiva de la máquina, la herramienta y el ensayo a realizar. También la información referente al martillo y al acelerómetro. Para ello se usan las tablas suministradas por el fabricante del software, en las que se encuentran los factores de calibración para cada tipo y configuración del martillo y para cada tipo de acelerómetro. En el campo de *Analysis* se introduce el ancho de banda o *bandwidth* en el que se quiere visualizar la FRF, empezando siempre por uno amplio para no dejarse ningún modo de alta frecuencia, el número de medidas a realizar para obtener la media o *average*, de forma que a mayor número de medidas se disminuye el error cometido. Normalmente con cinco medidas es suficiente para obtener unos resultados fiables. En el campo de integración se marca el valor *double*, ya que usamos un acelerómetro para medir la

respuesta, que como indica su nombre mide aceleraciones y es necesario pasarlo a una medida en desplazamiento, para obtener la FRF deseada.

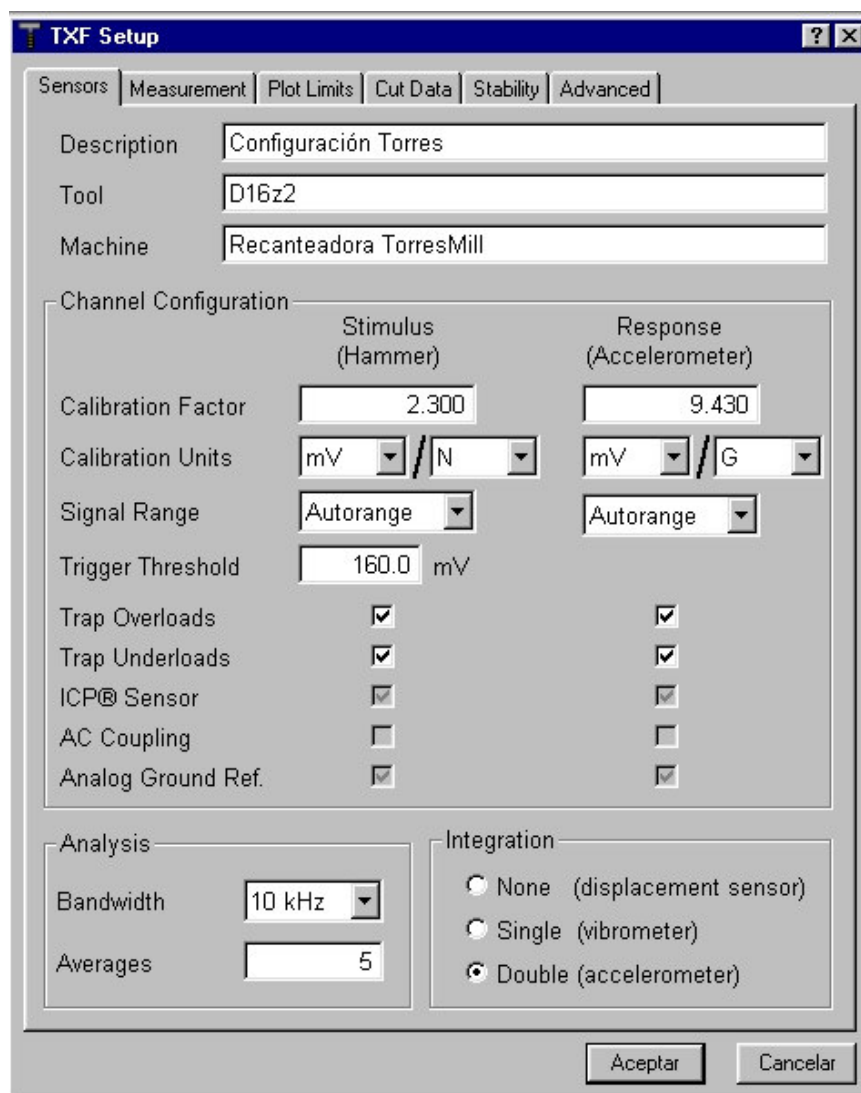


Figura 40. Configuración de Metalmax®.

En las pestañas de medidas o *measurement* y de límites de gráficos o *plot limits*, se introducen datos como: dirección de la medida (X ó Y), posición del acelerómetro, ancho de las gráficas, etc... En el resto de pestañas se puede introducir datos como el tipo de herramienta, forma de mecanizado, tipo de material, etc..., pero en este caso no son necesarios, ya que aunque MetalMax® permite calcular los lóbulos de estabilidad, su aproximación es más simple y menos exacta que Simmill®, por lo que se ha utilizado sólo para el cálculo de la FRF y posterior comparación con los resultados de Simmill®.

- 2) Se pulsa el botón *Calibrate* para calibración interna del programa (Figura 42).
- 3) Se pulsa el botón de *Autorange* con lo que realizando una serie de impactos sobre el conjunto, el programa determina de forma automática el rango de funcionamiento óptimo de las entradas de los sensores durante las medidas.
- 4) Se pulsa el botón *Measurement* y el programa pedirá que se realicen tantas medidas como se indicaron en el menú de configuración (Figura 41). Cada vez que se realiza una medida es necesario comprobar que no han existido múltiples impactos ni en el estímulo ni en la respuesta. Se obtiene una FRF, que descompuesta en parte real e imaginaria tiene la forma de la figura 42:

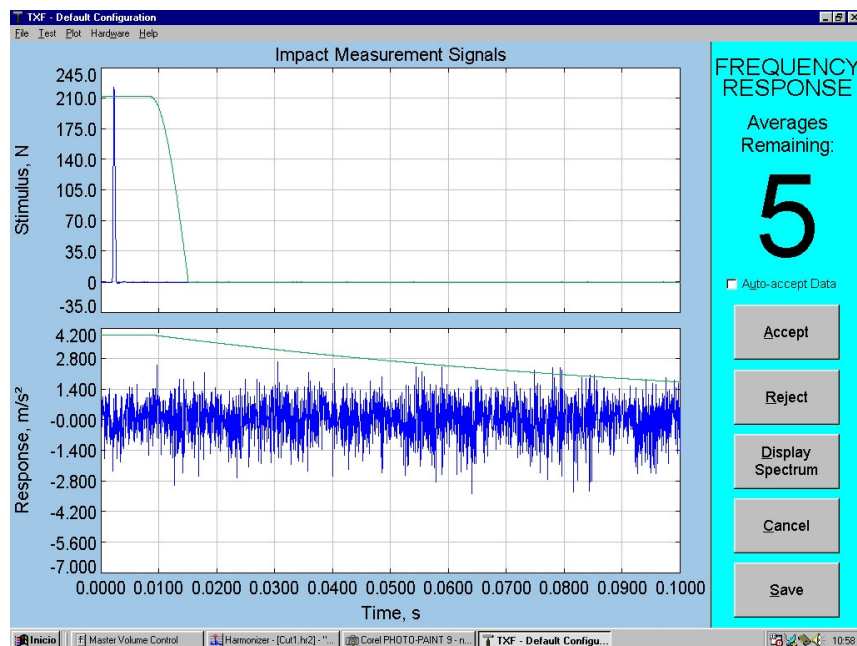


Figura 41. Primero de los cinco impactos necesarios para obtener la FRF.

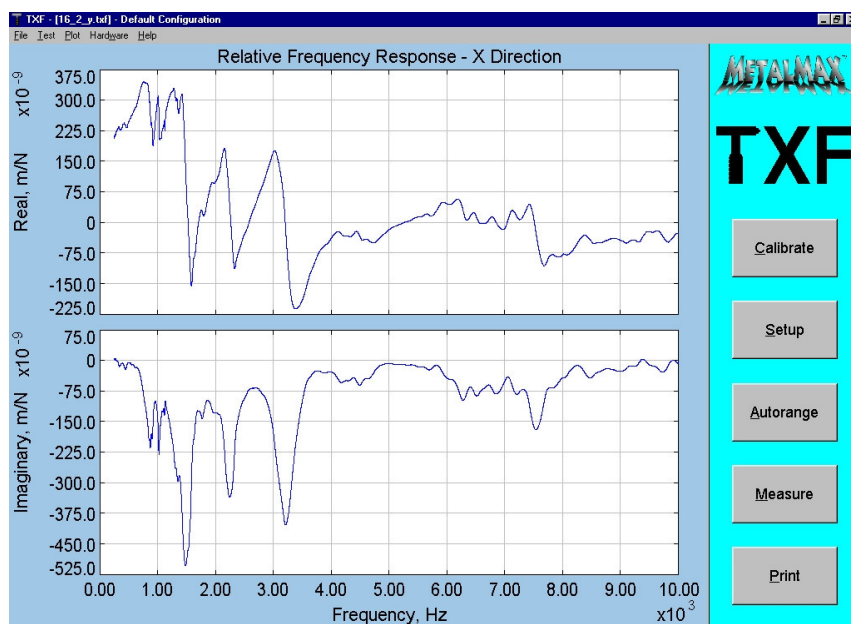


Figura 42. Parte real e imaginaria de la FRF

Para comprobar la calidad de la medida, se puede utilizar la función *Coherence*, que indica si la relación entre la entrada y la salida es coherente en las distintas medidas realizadas.

Se pueden considerar apropiados unos resultados en los que la coherencia sea mayor que 0.8 en el ancho de banda del estudio. En la figura 43 se puede observar en la parte superior el valor de la coherencia para la herramienta que estamos analizando y en la parte inferior, el módulo de FRF, valor que luego compararemos con el obtenido en Simmill®.

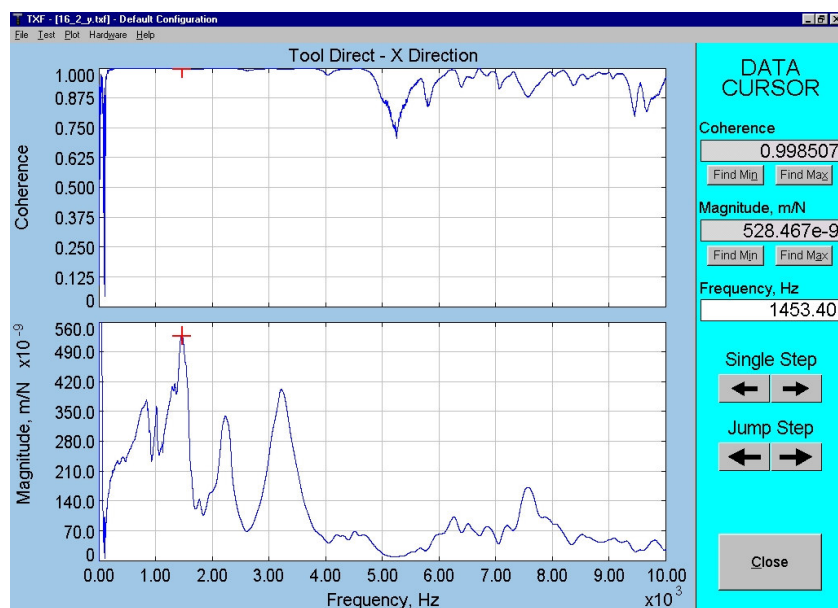


Figura 43. Coherencia y módulo de la FRF.

8.2 Simulación de un conjunto determinado en Simmill®.

1) Modelización:

El primer paso para realizar una simulación en Simmill® es modelizar la herramienta y el portaherramientas en la situación real de montaje, es decir, con las medidas reales en que ha sido montado el conjunto. Para ello, se usa una aplicación llamada Créer_Outil®. La modelización consiste en obtener una distribución de masas e inercias equivalentes dinámicamente al sistema real, mediante elementos cilíndricos y cónicos con diámetros equivalentes y que puedan tener huecos interiores. El programa requiere una serie de datos tabulados, en unidades del sistema internacional, los cuales se exponen a continuación:

- Número de nodo, siendo un nodo el origen de cada una de los elementos particulares en los que se divide la pieza a modelizar. Se han de insertar nodos en los siguientes casos:

- a) Cambios de sección exterior o interior de la pieza.
 - b) Elementos alojados interiormente.
 - c) Comienzo de la longitud de corte de la herramienta.
 - d) Comienzo del inserto si la herramienta lo tuviera.
-
- Posición axial: Acotación, en serie, del origen de cada nodo respecto del extremo izquierdo de la pieza a modelizar.
 - Diámetro exterior de la pieza en cada nodo. Este diámetro coincidirá con el equivalente cuando sea el caso.
 - Diámetro interior de cada cilindro o cono.
 - Diámetro másico, que será nulo cuando la herramienta no tenga insertos, como será nuestro caso.
 - Módulo de Young.
 - Densidad del material de la pieza.
 - Densidad interior, densidad de una herramienta que entre dentro de un portaherramientas.
 - Conicidad, que indica si el nodo es cilíndrico, en cuyo caso se pondrá un 0, o cónico, en cuyo caso se deberá poner un 1.

En la zona de corte, el diámetro equivalente se calculará mediante la siguiente aproximación:

Si el número de dientes es 2, se multiplica el diámetro nominal de la herramienta por 0.8 y si el número de dientes es 3, se multiplicará por 0.75.

Además de la información anterior, hay que indicar:

- Diámetro nominal de la herramienta.
- Número de dientes.
- Ángulo de hélice.
- Ángulo Kappa.
- Máxima velocidad de rotación.

El resultado de la modelización es el que se puede ver en la figura 44:

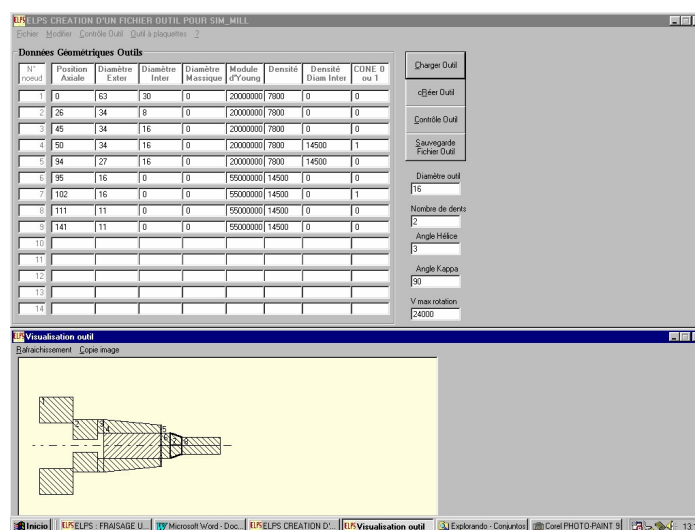


Figura 44. Modelo de un conjunto en Créer_Outil[®].

El resultado de la modelización es un fichero de texto, con extensión *.frs, que puede ser leído en Simmill[®].

También será necesario modelizar el husillo, pero esto se hace directamente en Simmill[®]. En este caso, además de las distribuciones másicas, es necesario conocer:

- Número de rodamientos.
- Tipo de rodamientos.
- Ángulo de contacto del rodamiento.
- Precarga del rodamiento.
- Curva de potencia del husillo.

Es evidente que este tipo de información debe ser facilitada por el fabricante del husillo, por lo que no será tan inmediato como el modelizado de herramientas. El resultado será un fichero tipo *.brc que será leído en Simmill[®]. Se verá brevemente que significa cada número en este tipo de archivo.

Línea 1: número de nodos (Nd) que definen al husillo

Líneas 2 a 2+Nd: Coordenada X del nodo (m) desde el nodo cero, diámetro exterior (m), diámetro interior (m), diámetro másico (m), Módulo de elasticidad (N/m²), densidad del material (kg/m³).

Línea 2+Nd+1: Número de rodamientos.

Líneas siguientes: Tipos de rodamientos, Ángulo de contacto, precarga, número del nodo que define la posición del rodamiento.

14 24000 0 → Núm. de nodos Máx. velocidad de rotación Masa interna del husillo (0= nada)

0.00	0.048	0.0400	0.058	200000000000	7800
0.06	0.048	0.0315	0.074	200000000000	7800
0.084	0.05	0.0315	0.065	200000000000	7800
0.120	0.05	0.0315	0.074	200000000000	7800
0.15	0.055	0.0315	0	200000000000	7800
0.187	0.055	0.0315	0.085	200000000000	8800
0.252	0.055	0.027	0.085	200000000000	8800
0.302	0.055	0.0315	0.085	200000000000	8800
0.337	1.0625	0.0315	0	200000000000	7800
0.363	0.075	0.042	7800.075	200000000000	7800
0.383	0.065	0.035	7800.075	200000000000	7800
0.396	0.065	0.046	7800.075	200000000000	7800
0.416	0.065	0.047	7800.088	200000000000	7800
0.431	0.065	0.047	7800.088	200000000000	7800

3 → Número de rodamientos.

B 25 1 → Tipo de rodamiento (B=bolas, N=rodillos), ángulo de contacto, tipo de precarga (1= baja, 2= media, 3=alta), número de nodo.

B 15 3 6

2 → Número de tramos de la curva de potencia.

6660 30000 → Velocidad de rotación (RPM) y Potencia (W) al final de cada tramo.

24000 30000

Posición axial mm	Diámetro ext mm	Diámetro int mm	Diámetro másico mm	Mód. YOUNG N/m	Densidad Kg/m3
0.431	0.065	0.047	7800.088	200000000000	7800

2) Comprobación del modelo:

Una vez realizados los modelos, el siguiente paso es ensamblarlos en una sólo pieza en Simmill®. Para ello se cargan los modelos de husillo y conjunto. Una vez cargados, el programa pide el número de modos que se quieren usar para la simulación (Figura 45). Es evidente que a mayor número de modos, mayor tiempo computacional, pero la aproximación será mejor. Normalmente con ocho modos es suficiente.

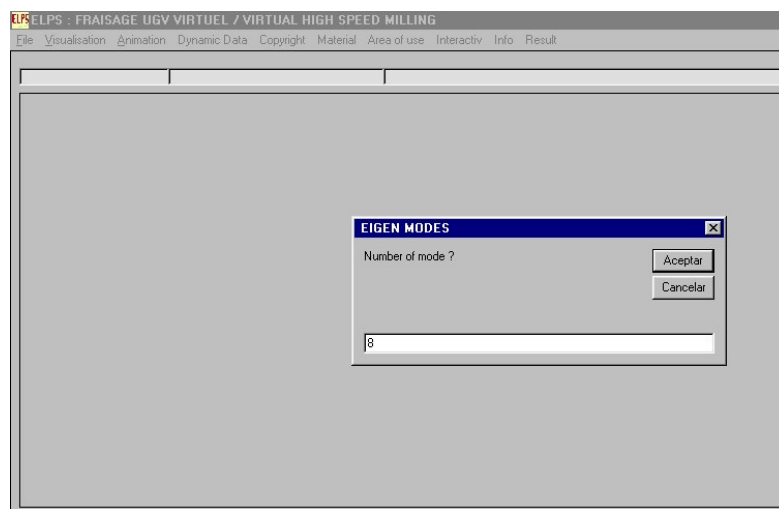


Figura 45. Elección del número de modos.

Una vez elegido el número de modos, el programa devuelve la convergencia dinámica (figura 46):



Figura 46. Convergencia dinámica.

Siendo aceptados como buenos aquellos valores de convergencia dinámica superiores al 90 %.

A continuación, se puede visualizar el modelo que se usará en la simulación, en el que se puede ver el husillo y el conjunto (figura 47):

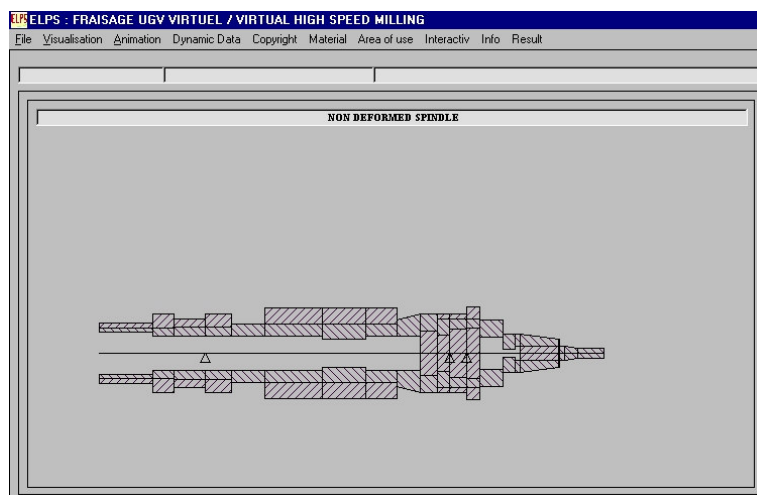


Figura 47. Esquema del modelo a usar.

Una vez comprobado que se han cargado los modelos adecuados, el programa nos ofrece la posibilidad de realizar ciertos cálculos previos a la simulación completa, como la deformación estática y dinámica y la respuesta en frecuencia. Se empieza por la deformación estática, para lo que se pide el nodo de referencia en el que se quiere conocer el valor de rigidez (figuras 48 y 49).

Es posible calcular y visualizar la deformación estática en cualquiera de los nodos en los que se han dividido el conjunto y el husillo:

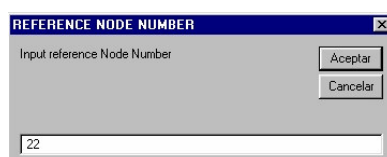


Figura 48. Nodo de referencia.

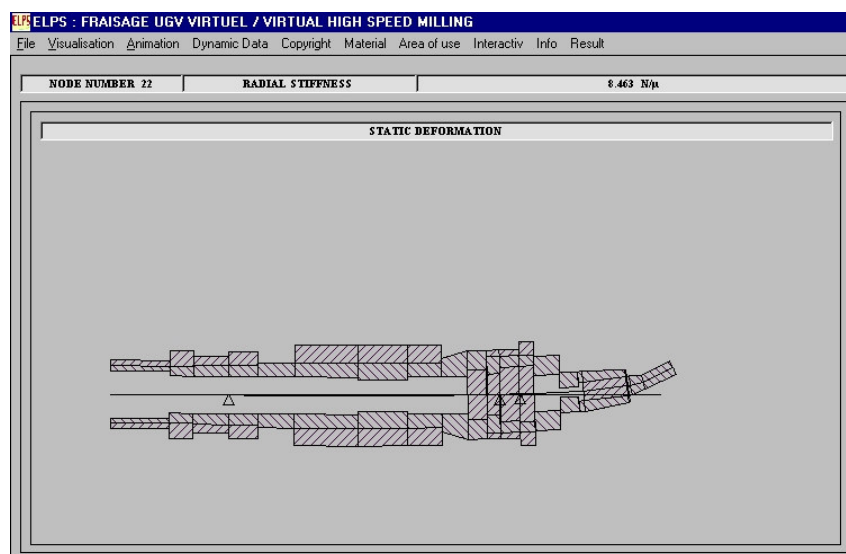


Figura 49. Deformación estática.

En este caso se ha elegido el nodo 22, que es el último nodo y, por lo tanto, coincide con la punta de la herramienta. La rigidez será radial o angular en función del tipo de rodamientos que lleve el husillo, de bolas o de rodillos.

Se puede calcular la influencia de cualquier modo de vibración en la deformación dinámica de cualquier nodo. Para ello se pide el nodo en el que se quiere ver la deformación dinámica:

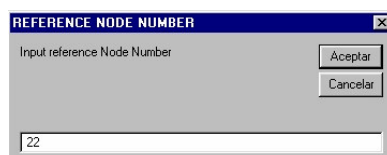


Figura 50. Nodo de referencia.

Después se pide el modo que se quiere se ponga de manifiesto.

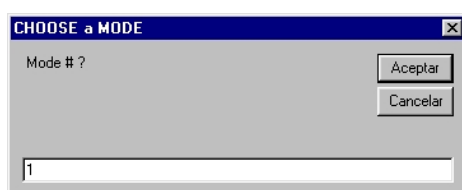


Figura 51. Elección del número de modos.

Se obtiene la frecuencia natural del modo elegido y la rigidez dinámica en dicho nodo, así como una representación gráfica de la deformada.

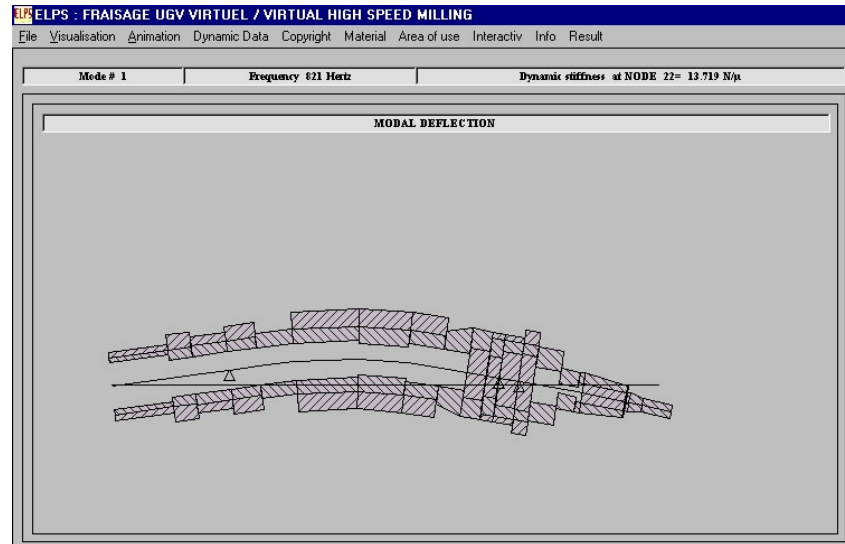


Figura 52. Deflexión del modo 1.

Y para el resto de los modos:

Modo 2

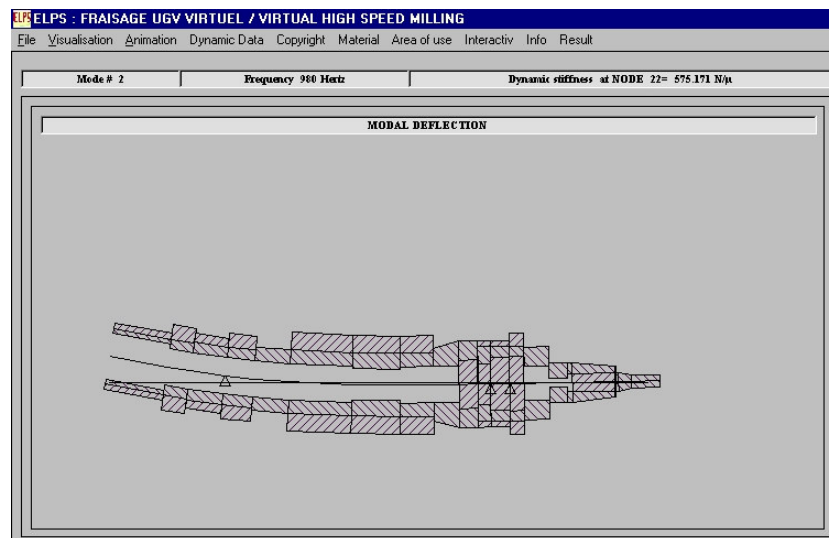


Figura 53. Deflexión del modo 2.

Modo 3

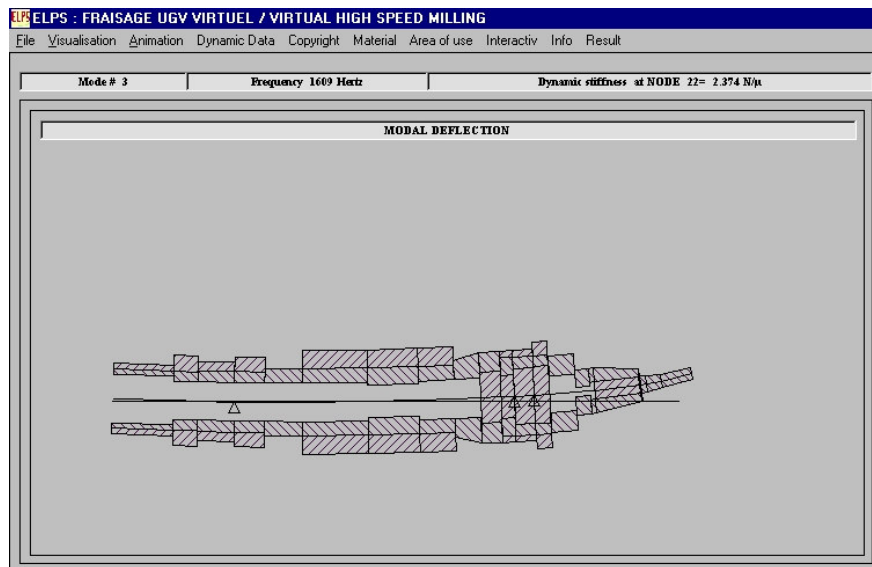


Figura 54. Deflexión del modo 3.

Modo 4

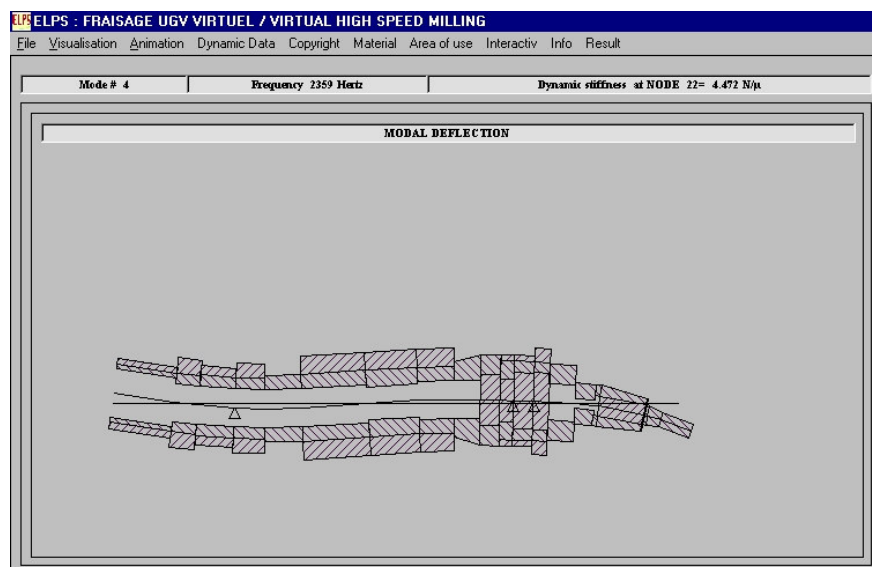


Figura 55. Deflexión del modo 4.

Modo 5

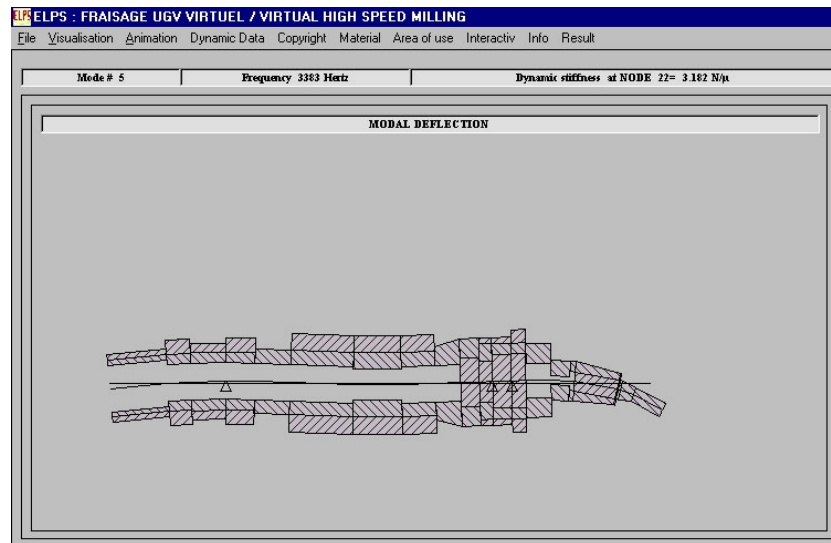


Figura 56. Deflexión del modo 5.

Modo 6

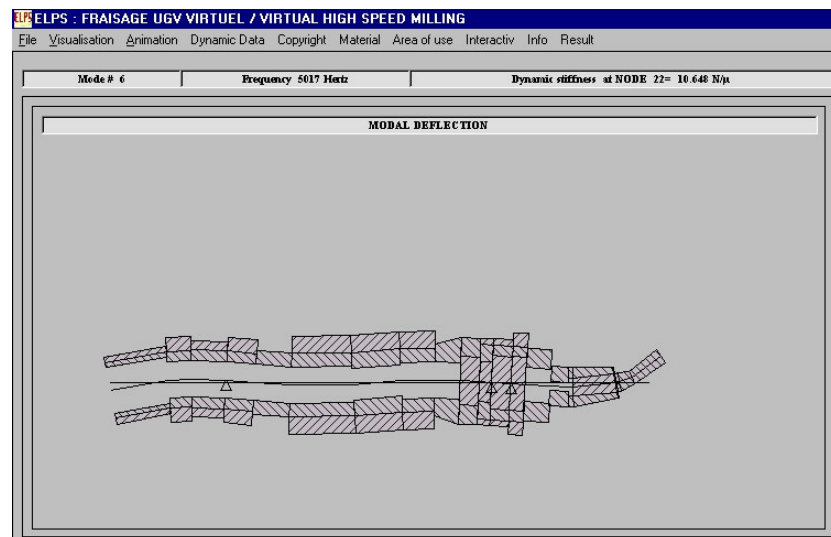


Figura 57. Deflexión del modo 6.

Modo 7

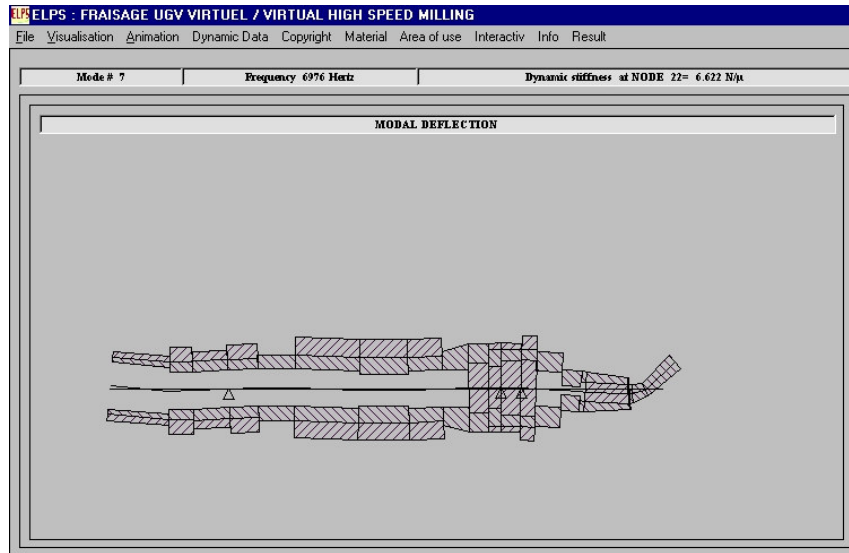


Figura 58. Deflexión del modo 7.

Modo 8

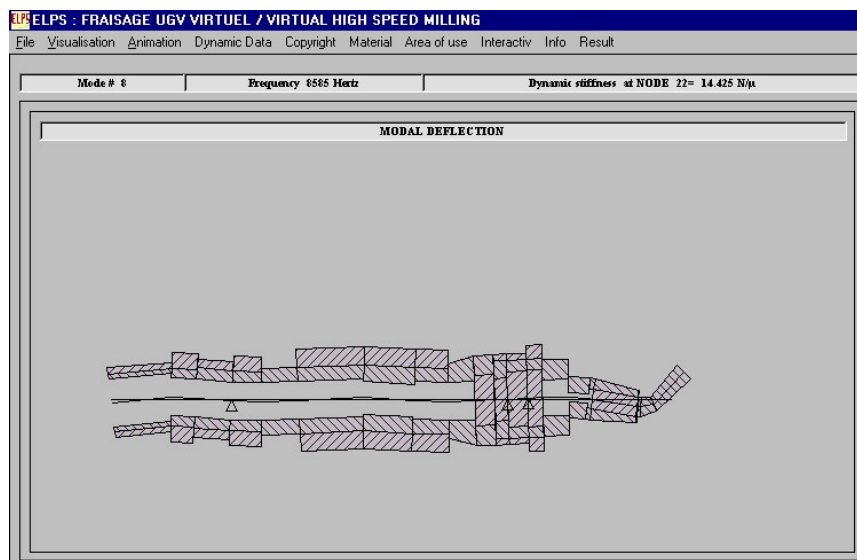


Figura 59. Deflexión del modo 8.

También se puede calcular la FRF del conjunto montado en el husillo, lo que se usa para comparar con la obtenida con MetalMax®, con el fin de asegurar unos resultados coherentes en las posteriores simulaciones. Para ello sólo hay que indicar el ancho de banda donde quiere se la FRF:

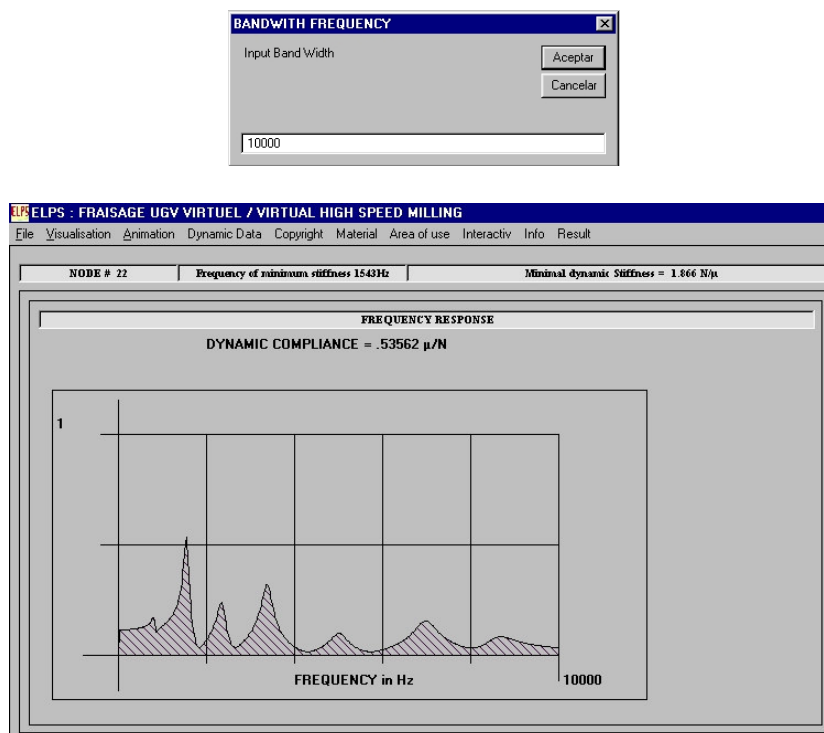


Figura 60. FRF obtenida en Simmill®.

Donde se puede ver la frecuencia de mínima rigidez y su valor, en el nodo de referencia, que será el último del modelo. Comparando los resultados de Simmill® con MetalMax®, se obtiene:

	F_{MR} (Hz)	K_D (N/μ)
Simmill®	1543	1.866
MetalMax®	1453.40	1.892

Tabla 5. Resultados de Simmill® y MetalMax®.

Por lo tanto, se puede aceptar la aproximación realizada por Simmill®.

El valor de *Dynamic Compliance* o receptancia, coincide con la inversa del valor máximo del módulo de la FRF.

Como se ha comentado anteriormente, con el valor de la frecuencia de mínima rigidez, se puede tener una idea aproximada de la velocidad de rotación óptima:

$$n = \frac{f \cdot 60}{z}$$

que en este caso arroja un valor de $n = 46290$ rpm. Como el valor máximo admisible para esta máquina es 24000 rpm, hay que dividirlo por un número entero hasta que entre dentro de las condiciones de trabajo y se obtiene, dividiendo por 2, un valor óptimo aproximado de $n = 23145$ rpm. Se verá luego en la simulación completa como este valor se acerca a la realidad.

3) Simulación:

Una vez comprobado el modelo, se realiza la simulación, la cual dará los valores óptimos de funcionamiento.

Se empieza seleccionando el tipo de material a mecanizar:

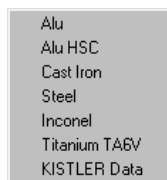


Figura 61. Elección del material a mecanizar.

Una vez seleccionado el tipo de material, se introduce el rango de funcionamiento en el que se quiere analizar el comportamiento dinámico del sistema:

- Ancho de corte (A_E): En este caso, se trabaja con la herramienta totalmente enterrada en el material a mecanizar, por lo que coincide con el diámetro de la herramienta.

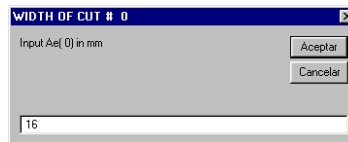


Figura 62. Ancho de corte

- Avance por diente (F_z): Para unas condiciones fijas de revoluciones y número de dientes, al aumentar el avance por diente se consigue un avance total mayor y por lo tanto, el tiempo de mecanizado será menor. Al mismo tiempo, al aumentar el avance por diente, aumentan las vibraciones y fatigas en la herramienta, lo que disminuye su vida. Se trata de buscar un F_z lo mayor posible, pero que no disminuya excesivamente la vida de la herramienta. Se van a realizar simulaciones para $F_z = 0.2, 0.175, 0.15$ y 0.1 para ver cómo varían las curvas de *chatter* e isovibraciones.



Figura 63. Avance por diente.

- Mínima profundidad de corte:

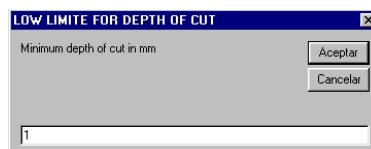


Figura 64. Mínima profundidad de corte.

- Máxima profundidad de corte:

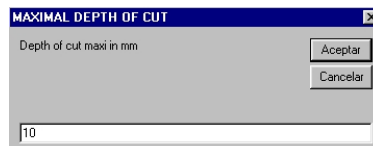


Figura 65. Máxima profundidad de corte.

- Paso de variación de profundidad de corte:



Figura 66. Paso de variación de profundidad de corte.

- Mínima velocidad de rotación:

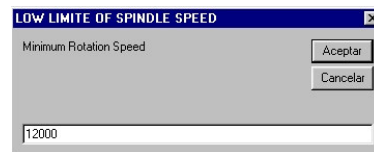


Figura 67. Mínima velocidad de rotación.

- Máxima velocidad de rotación:

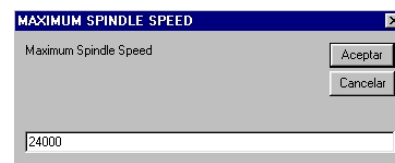


Figura 68. Máxima velocidad de rotación.

- Número de pasos de la simulación:

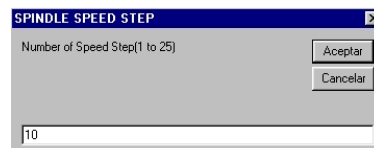


Figura 69. Número de pasos de la simulación.

- Mecanizado por trepado:

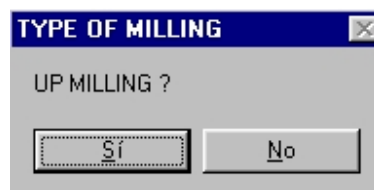


Figura 70. Mecanizado por trepado.

- Comprobación de los datos de la simulación:

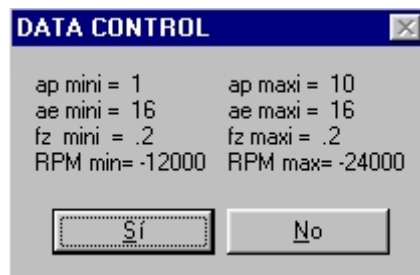


Figura 71. Datos de la simulación.

Una vez finalizada la simulación, se pueden visualizar los resultados, los cuales se muestran en unos gráficos como el de la figura 72:

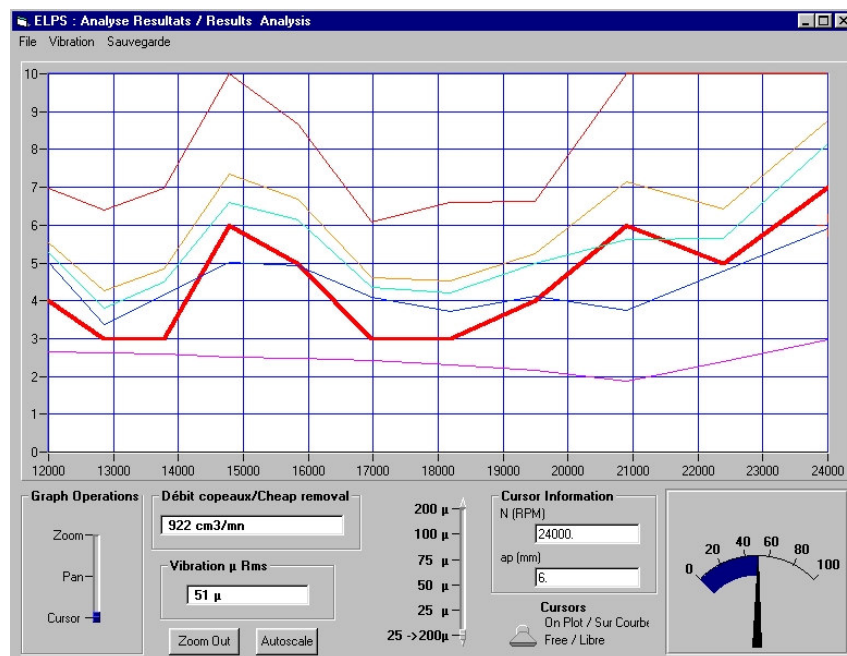


Figura 72. Diagrama de estabilidad de herramienta tipo.

En este gráfico, donde se representa en el eje de abscisas la velocidad de rotación (n) y en el de ordenadas la profundidad de corte (A_p), se encuentra toda la información necesaria para optimizar las condiciones de corte.

La curva de trazo más grueso es la curva de *chatter*, por debajo de la cual se garantiza la estabilidad del mecanizado. Las curvas de trazo más fino son las curvas de isovibración, las cuales representan la vibración en la punta de la herramienta para cada punto de funcionamiento. Se puede, para cada

punto del espacio de trabajo, mediante el cursor, conocer la velocidad de rotación, la profundidad de corte, la vibración y el volumen de viruta desalojado. Buscando un punto por debajo de la curva de *chatter* y con la menor vibración posible, se puede optimizar la cantidad de viruta arrancada por unidad de tiempo, con lo que se aumenta la productividad.

Se puede comprobar que el valor de máxima estabilidad se acerca a las 24000 rpm, mientras que de forma aproximada se había calculado un valor 23145 rpm. Se observa que esta herramienta tendrá un comportamiento estable siempre que se trabaje con profundidades de corte menores a los 3 mm.

Se realiza la simulación para $F_z = 0.175, 0.15, 0.1$:

$F_z = 0.175$

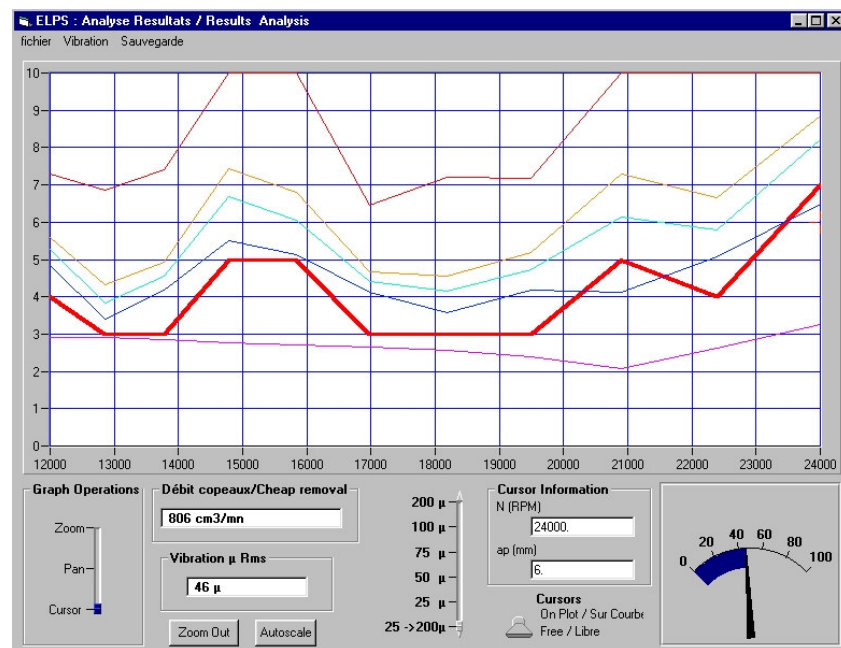


Figura 73. Simulación de herramienta tipo para $F_z = 0.175$ y $A_E = 16$

$$F_z = 0.15$$

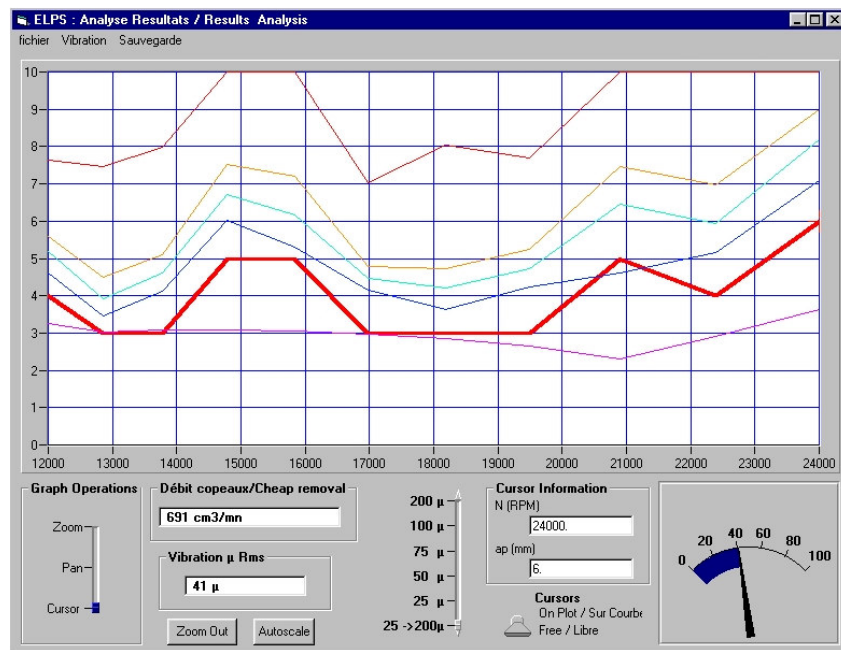


Figura 74. Simulación de herramienta tipo para $F_z = 0.15$ y $A_E = 16$

$$F_z = 0.1$$

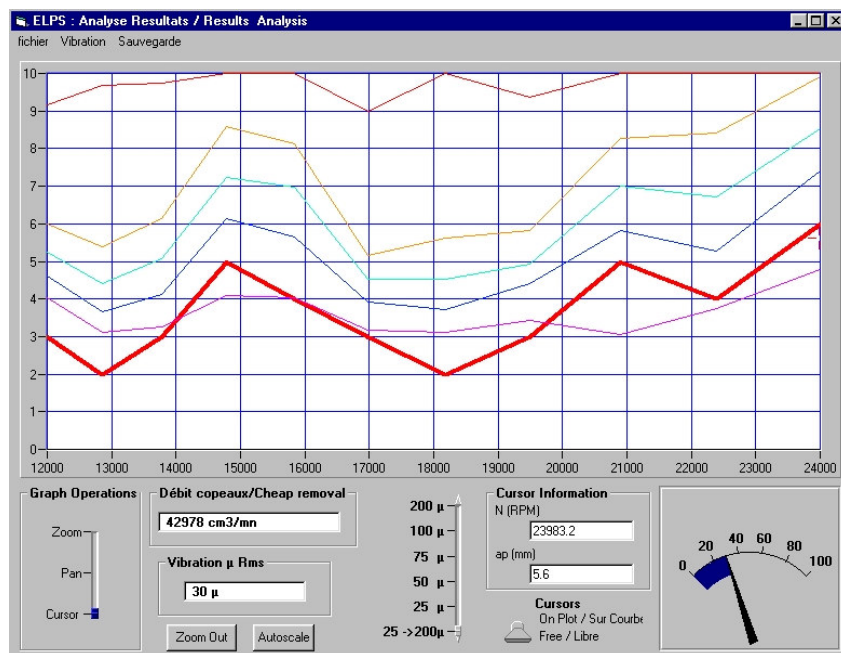


Figura 75. Simulación de herramienta tipo para $F_z = 0.1$ y $A_E = 16$

Se observa claramente que al disminuir F_z baja la curva de *chatter*, es decir, la profundidad de corte máxima disminuye para cada punto, pero las curvas de isovibración suben, es decir, las vibraciones de la herramienta para

cada punto son menores. El valor máximo permitido de vibración en la punta de la herramienta es 40, según especificaciones de fabricantes para este tipo de herramienta.

Por lo tanto, para espesores menores a los 4 mm, se puede funcionar a 24000 rpm y $F_z = 0.2$, lo que arroja un avance total, según (2), $F = 9600$ mm/min. Para espesores entre 4 y 6, que es el máximo que necesita producción actualmente, se tiene que el avance por diente óptimo es $F_z = 0.175$, ya que las vibraciones son aceptables y los esfuerzos serían excesivos para estos espesores tan grandes. En cuanto a la velocidad de rotación se observan dos posibilidades: 24000 rpm y 21000 rpm. Aunque las vibraciones son menores en 24000, son mayores los esfuerzos, por lo que se prefiere 21000 rpm, que también está dentro del margen posible de vibraciones. Esto arroja un avance de $F = 7350$ mm/min.

El análisis anterior era con la herramienta cortando con todo su diámetro, lo que usa para operaciones de desbaste, pero para operaciones de afinado se realizan pasadas de 0.5 mm. Se realiza la simulación con los mismos parámetros de corte, cambiando el ancho de corte a $A_E = 0.5$ mm y viendo el efecto de F_z , y se obtienen los siguientes resultados:

$$F_z = 0.1$$

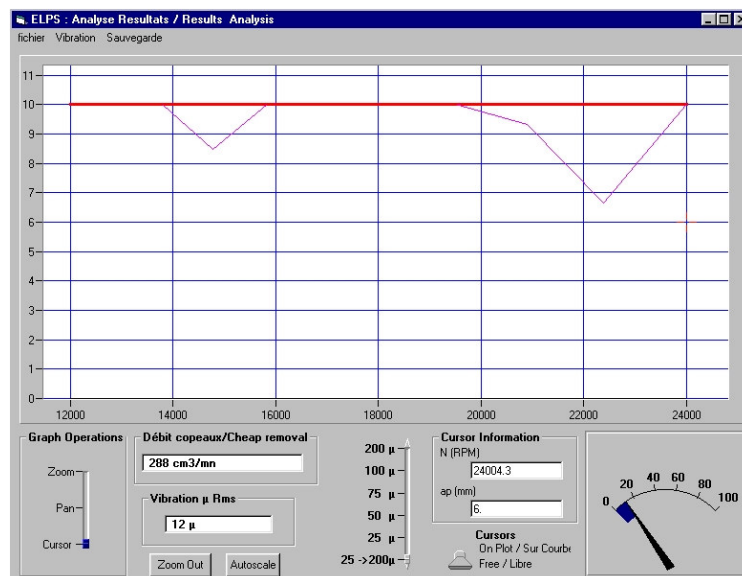


Figura 76. Simulación de herramienta tipo para $F_z = 0.1$ y $A_E = 0.5$

$$F_z = 0.2$$

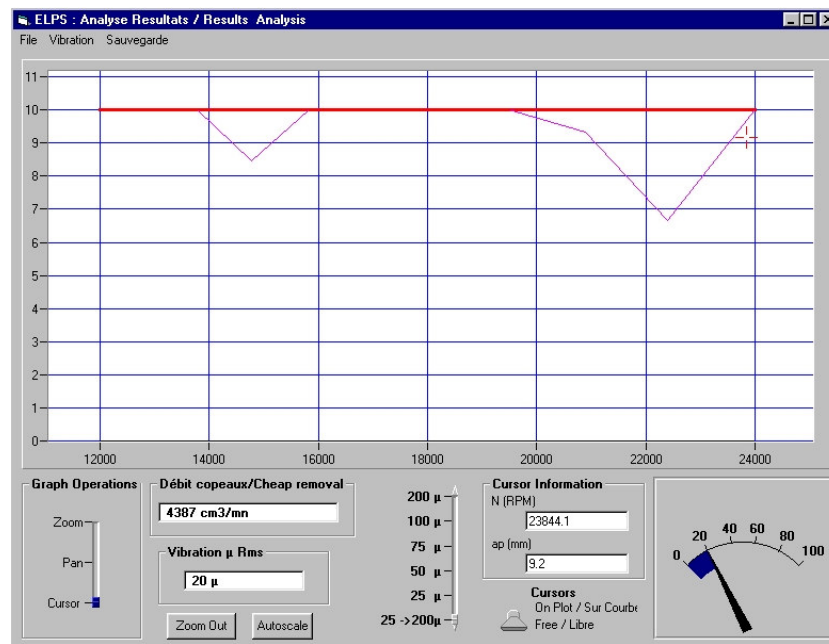


Figura 77. Simulación de herramienta tipo para $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$

En este caso, todas las situaciones son estables, por lo que se escoge $F_z = 0.2$, para llevar el máximo avance con 24000 rpm y disminuir el tiempo de afinado.

9. ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LA PIEZA A MECANIZAR EN EL RECANTADO

Se va a estudiar cómo la pieza que se va a recantar influye en las vibraciones de la herramienta, en particular en la curva de *chatter*.

Para ello mediante MetalMax[®], se calcula la respuesta en frecuencia de una pieza montada en TorresTool[®] con el vacío activo. Dicha FRF se calcula en las dos direcciones perpendiculares a la herramienta (X e Y), ya que son éstas las dos posibles direcciones de mecanizado. Resaltar que Simmill[®] usa un modelo de simetría cilíndrica, por lo que los parámetros modales en X e Y coinciden. El análisis de la dirección perpendicular al mecanizado, coincidente con el eje de la herramienta (Z), se realizará posteriormente. Una vez obtenida la FRF en las direcciones X e Y, se calculan los parámetros modales de la misma y se introduce en Simmill[®] esta información, para añadirle al modelo dinámico del sistema que maneja Simmill[®], los parámetros modales obtenidos anteriormente. A continuación, se realiza una simulación completa y se observará el efecto sobre la curva de *chatter*.

Para realizar el estudio, se ha seleccionado una pieza típica y con mucha cadencia, con el fin de que el estudio sea lo más representativo posible.

Se comienza calculando la FRF tanto en dirección X como en Y. Los resultados de la medición se muestran en las figuras 78 y 79.

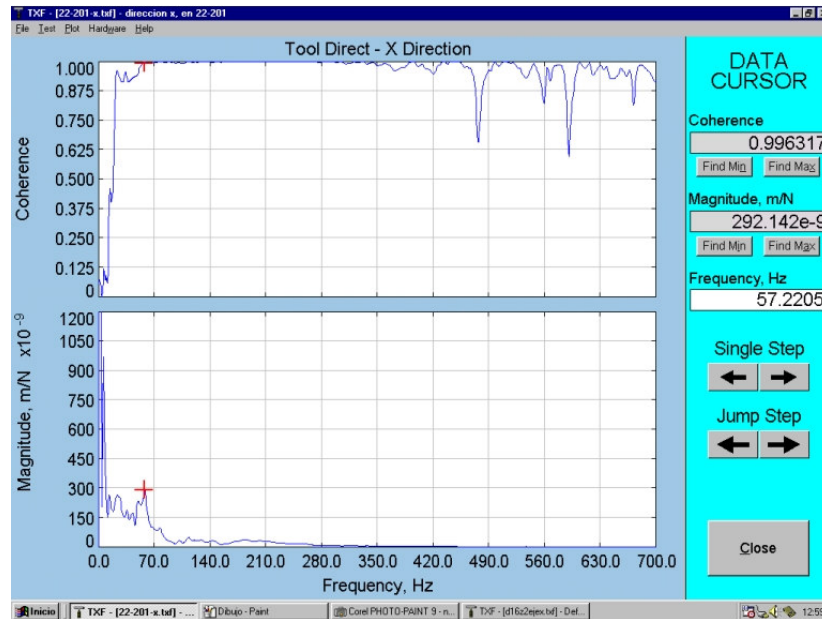


Figura 78. FRF en dirección X.

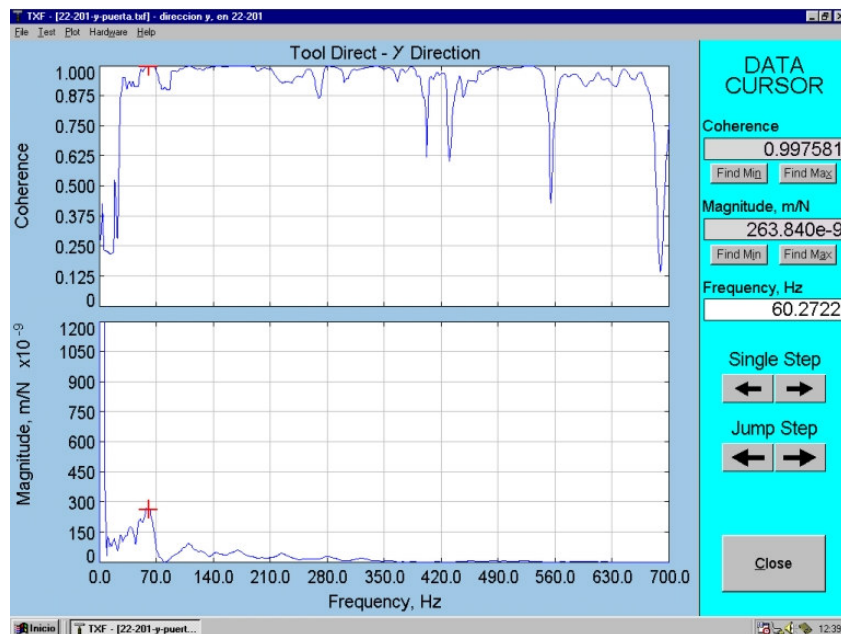


Figura 79. FRF en dirección Y.

Una vez conocidos los parámetros modales, se introducen en Simmill[®], pero se puede ver que son modos de baja frecuencia y menor amplitud, por lo que la respuesta dinámica de la pieza tendrá muy poca influencia en la de la

herramienta, ya que dichos modos, además de ser de baja magnitud, estarán desacoplados de la vibración la herramienta.

Se toma el fichero que contiene la información dinámica de una herramienta y se le añaden los modos más representativos de la pieza, como se puede ver en la figura 80. En este caso se han elegido la herramienta de diámetro 16 mm y dos dientes.

```
mode # 1 Reactance ( $\mu/N$ ) = 195 Freq= 1553
mode # 2 Reactance ( $\mu/N$ ) = 195 Freq= 1553
mode # 3 Reactance ( $\mu/N$ ) = 318 Freq= 3383
mode # 4 Reactance ( $\mu/N$ ) = 318 Freq= 3383
mode # 5 Reactance ( $\mu/N$ ) = 447 Freq= 2360
mode # 6 Reactance ( $\mu/N$ ) = 447 Freq= 2360
mode # 7 Reactance ( $\mu/N$ ) = 662 Freq= 6977
mode # 8 Reactance ( $\mu/N$ ) = 662 Freq= 6977
mode # 9 Reactance ( $\mu/N$ ) = 1065 Freq= 5017
mode # 10 Reactance ( $\mu/N$ ) = 1065 Freq= 5017
mode # 11 Reactance ( $\mu/N$ ) = 1372 Freq= 822
mode # 12 Reactance ( $\mu/N$ ) = 1372 Freq= 822
mode # 13 Reactance ( $\mu/N$ ) = 292 Freq= 57
mode # 14 Reactance ( $\mu/N$ ) = 263 Freq= 60
```

Diameter: 16 mm Number of Teeth: 2

MATERIAL : ALU HSM

Helice = 3 Kappa= 90

Figura 80. Fichero de entrada para Simmill[®].

Los modos 13 y 14 son los correspondientes a la pieza, siendo el 13 en la dirección X y el 14 en la dirección Y.

Se realiza una simulación en las mismas condiciones que la ya realizada anteriormente sin el efecto de la pieza, es decir en las condiciones de la figura 81:

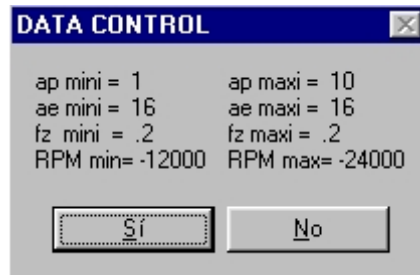


Figura 81. Datos de la simulación.

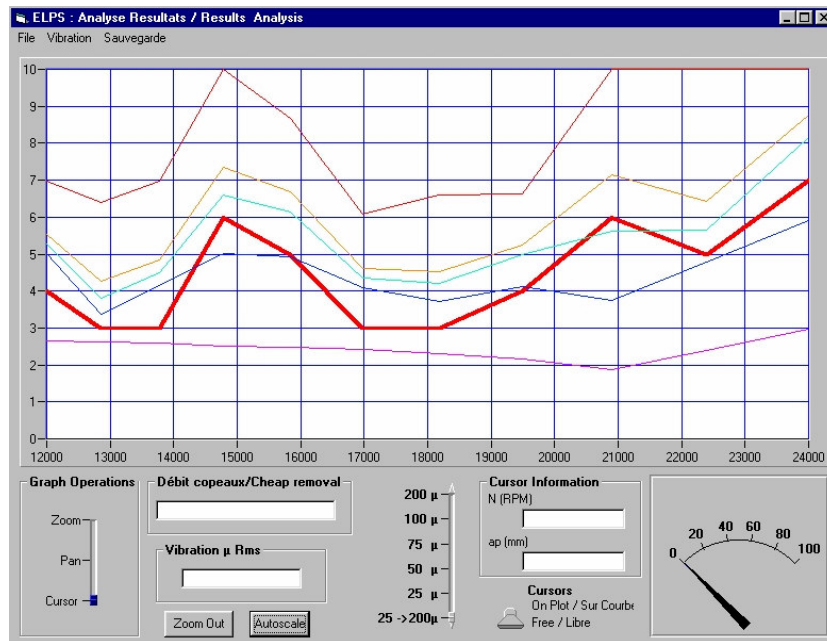


Figura 82. Simulación con la influencia de la pieza.

Se puede observar, comparando la figura 82 con la figura 72, que la curva no ha variado significativamente, por lo que se decide ignorar la influencia de la pieza en la herramienta en cuanto a *chatter* se refiere en las direcciones X e Y.

En la dirección Z, se calcula la FRF usando MetalMax[®], como se puede ver en la figura 83:

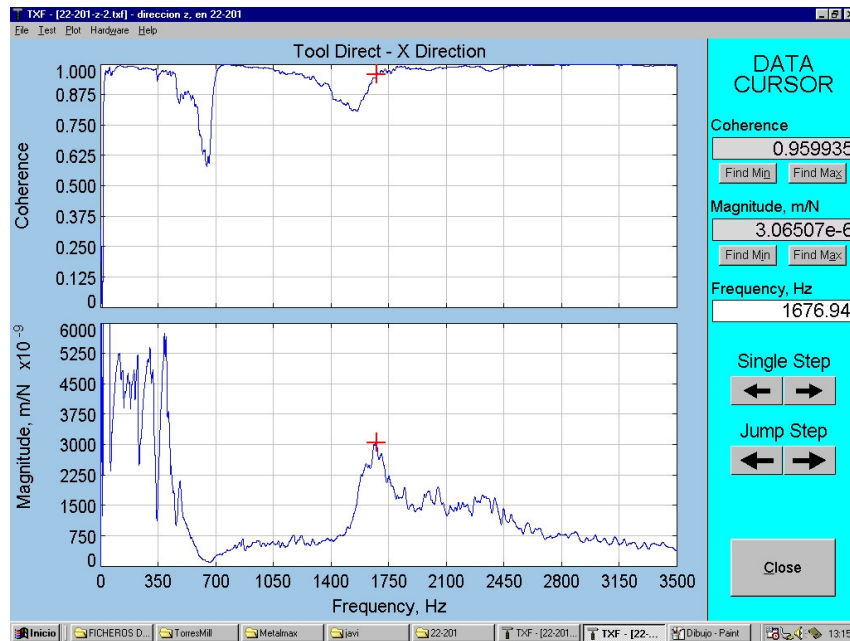


Figura 83. FRF en dirección Z.

Si se calculan los parámetros modales, se puede observar que tiene un modo de alta frecuencia, del mismo orden que la herramienta, por lo que su influencia será representativa en el mecanizado. El tener un modo con un amortiguamiento alto, significa que la pieza vibrará en dicha dirección durante el mecanizado, lo cual es muy problemático, ya que disminuye la precisión de acabado del contorno de la pieza y puede ocasionar graves deterioros en la herramienta. Cómo no se pueden mejorar las características de flexión de la pieza, debido a las limitaciones del sistema de cogida TorresTool, se opta por recantar con herramientas con un ángulo de hélice muy pequeño, con el objetivo de reducir al máximo los esfuerzos axiales transmitidos por la herramienta a la pieza.

10. ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE REALIZAR EL MECANIZADO CON LA MITAD DE LA LONGITUD EFECTIVA DE CORTE DE LA HERRAMIENTA

Se va a estudiar cómo afecta a la curva de *chatter* el hecho de que el recantado se realice en el punto medio de la longitud de corte efectiva de la herramienta y no con el extremo como se ha simulado hasta ahora.

Para ello, se introduce un nodo en el punto medio de la longitud de corte en el modelo de Créer_Outil[®] y en Simmill[®] se realiza la simulación en dicho punto. En la figura se puede ver cómo se ha añadido un nuevo nodo en el que no hay cambio de diámetro. Para esta simulación se elige nuevamente la herramienta de diámetro 16 mm y dos dientes. Entonces el nuevo modelo será el de la figura 84:

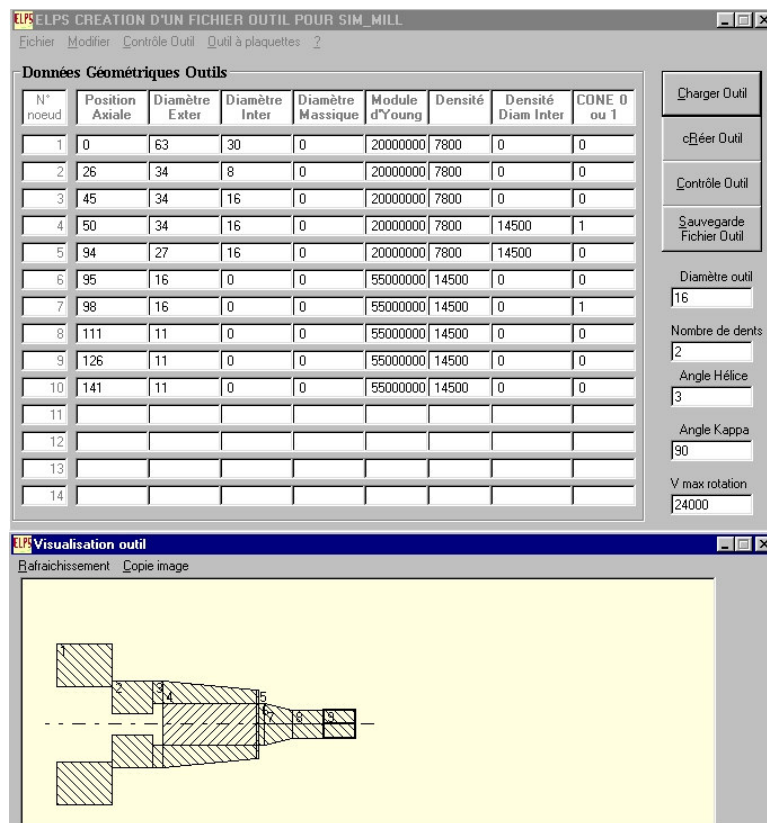


Figura 84. Modelo de Simmill[®] modificado.

Se realiza la simulación en Simmill® con los mismos parámetros de mecanizado:

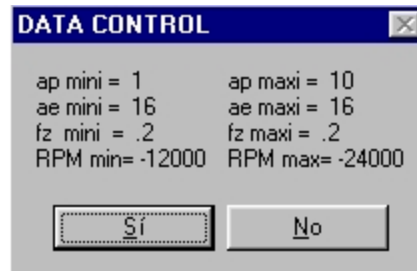


Figura 85. Datos de la simulación.

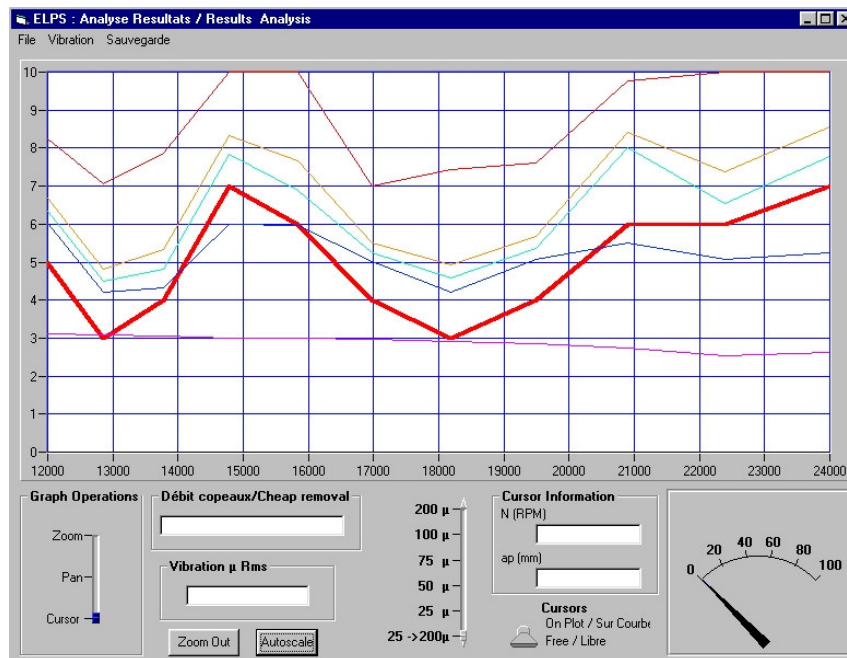


Figura 86. Simulación para el punto medio de la longitud de corte de la herramienta.

Comparando la figura 72 con la figura 86, se observa que la curva de *chatter* se ha desplazado hacia arriba, por lo que se está en un caso más favorable que los estudiados anteriormente. Sin embargo, las simulaciones ya realizadas no van a ser alteradas, ya que a lo largo del mecanizado, debido a las deformaciones de la pieza y a la propia configuración del sistema de agarre, el punto de corte va variando. Es por esto que, por motivos de seguridad, se mantienen los valores máximos de mecanizado ya calculados, pero sabiendo que se tiene un cierto margen de seguridad.

11. RESULTADOS

A continuación se exponen los resultados de las mediciones y simulaciones realizadas, tanto en Simmill® como en MetalMax®, para una serie de herramientas.

a) Herramienta 1

Diámetro (mm)	10
Número de dientes	2
LR (mm)	130
LFC (mm)	46

Modelo de Simmill®:

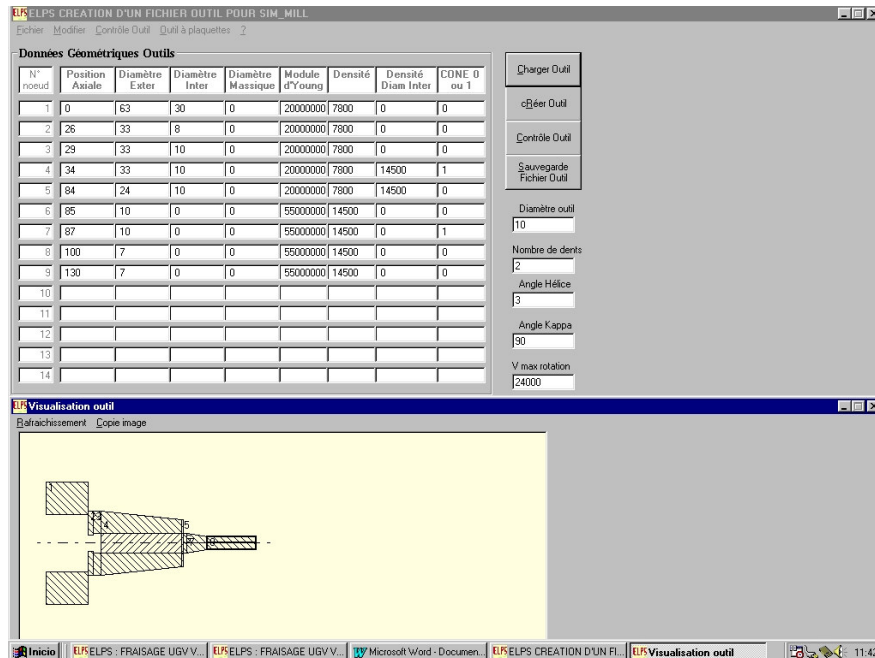


Figura 87. Modelo de Simmill® de herramienta 1.

Respuesta en frecuencia obtenida con Simmill[®]:

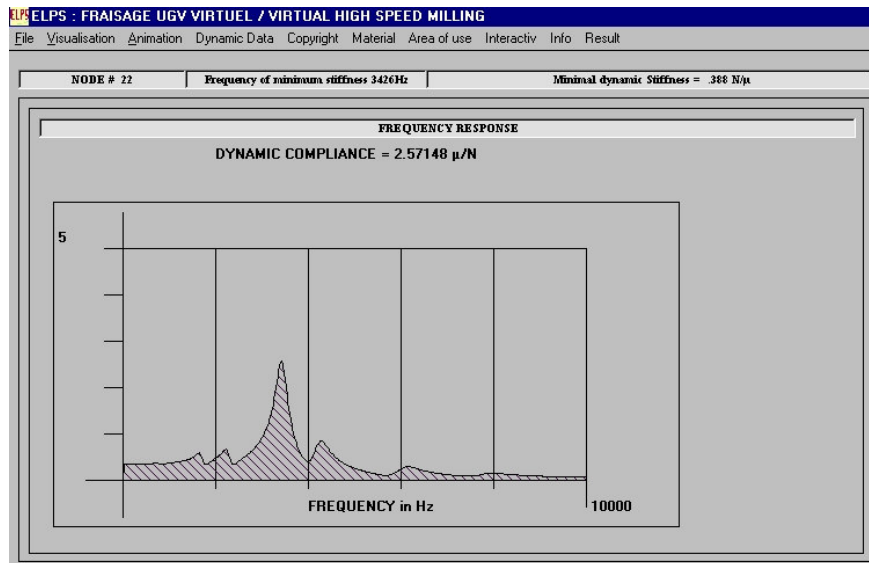


Figura 88. Respuesta en frecuencia obtenida con Simmill[®] para herramienta 1.

Respuesta en frecuencia obtenida con MetalMax[®]:

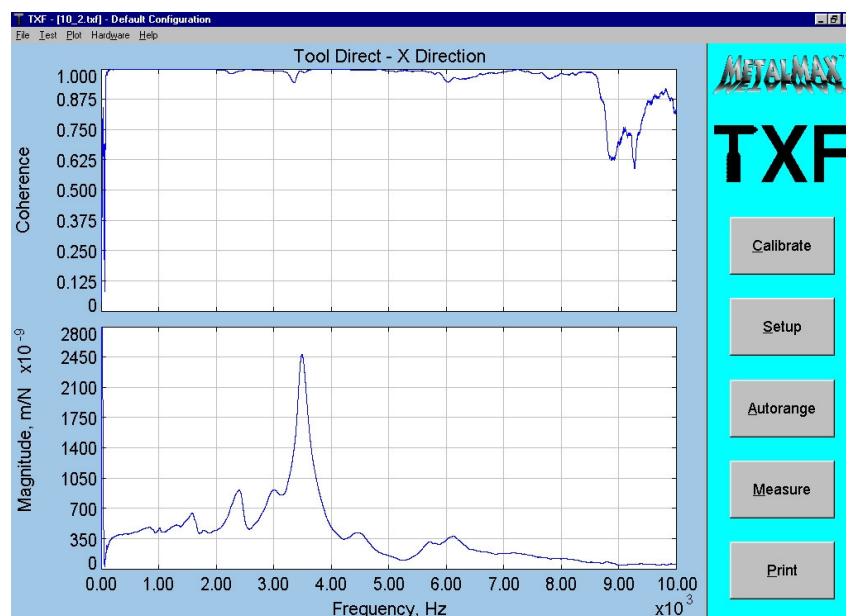


Figura 89. Respuesta en frecuencia obtenida en Metalmax[®] para herramienta 1.

Simulación en Simmill® para un avance por diente $F_z = 0.2$ y con un ancho de corte $A_E = 10$, o sea, herramienta totalmente enterrada.

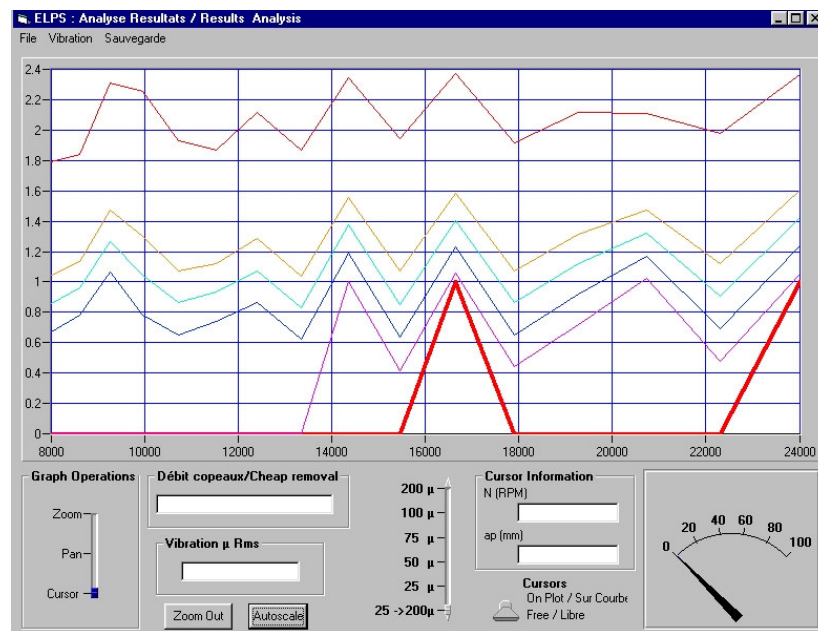


Figura 90. Simulación de herramienta 1 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 10$

Se observa que la zona de mayor estabilidad se encuentra en torno a las 17000 rpm, ya que a 24000 rpm hay un margen muy estrecho. Con 17000 rpm y 10000 mm/min de avance total, se puede obtener un avance máximo de $F_z = 0.295$

Simulación en Simmill® con: $F_z = 0.295$ y $A_E = 10$:

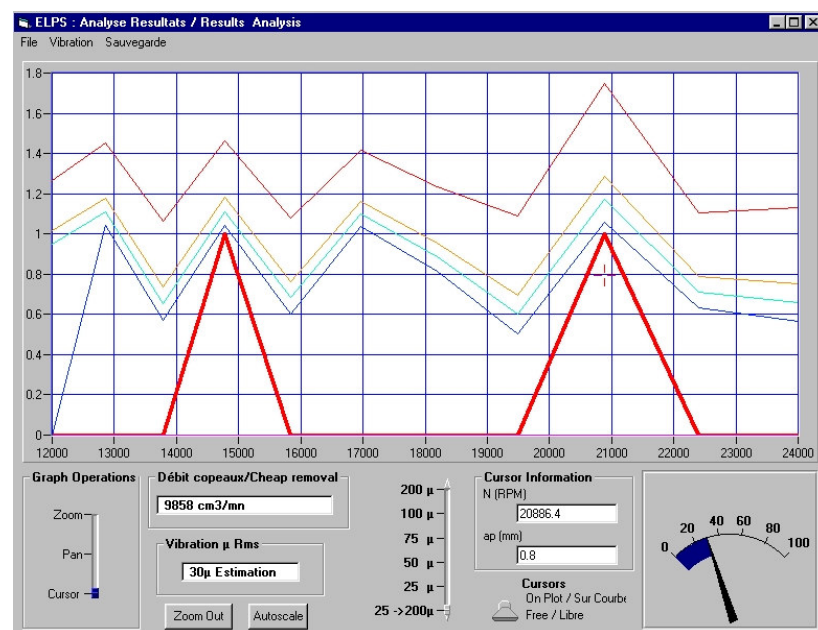


Figura 91. Simulación de herramienta 1 para $F_z = 0.295$ y $A_E = 10$

Se observa que la zona de estabilidad se acerca ahora a las 21000 rpm, lo que implica un $F_z = 0.235$ para obtener el máximo avance. Se simula en estas condiciones para ver si se mantiene la zona de estabilidad:

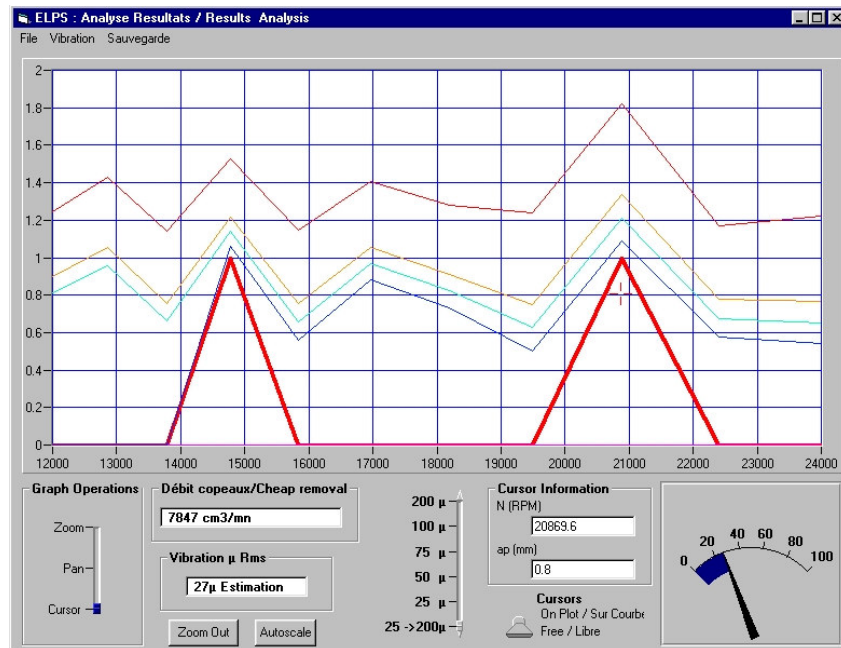


Figura 92. Simulación de herramienta 1 para $F_z = 0.235$ y $A_E = 10$

Efectivamente, se mantiene la zona de estabilidad en torno a las 21000 rpm, lo que permite una mayor profundidad de corte, pero las vibraciones son excesivas. Si la herramienta lo soporta, es la mejor forma de trabajar.

Simulación en Simmill® con: $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$

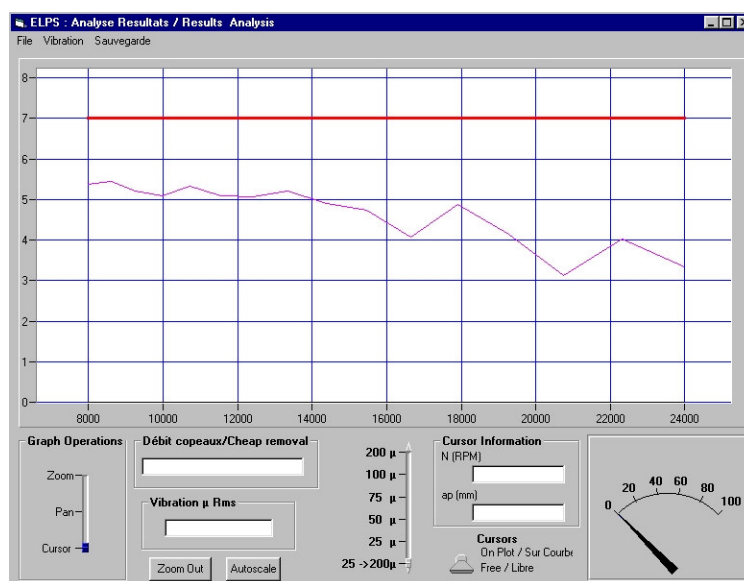


Figura 93. Simulación de herramienta 1 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$

b) Herramienta 2

Diámetro (mm)	12
Número de dientes	2
LR (mm)	137
LFC (mm)	47

Modelo de Simmill®:

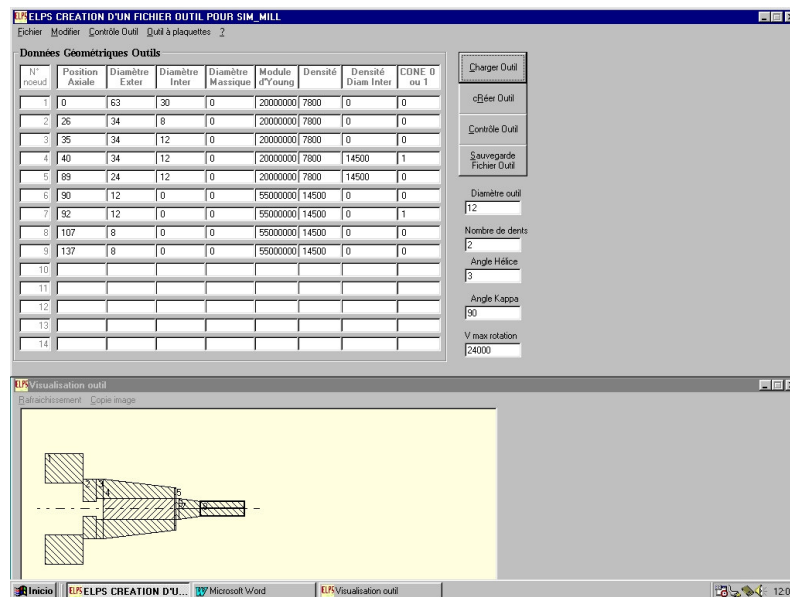


Figura 94. Modelo de Simmill® para herramienta 2.

Respuesta en frecuencia obtenida en Simmill®:

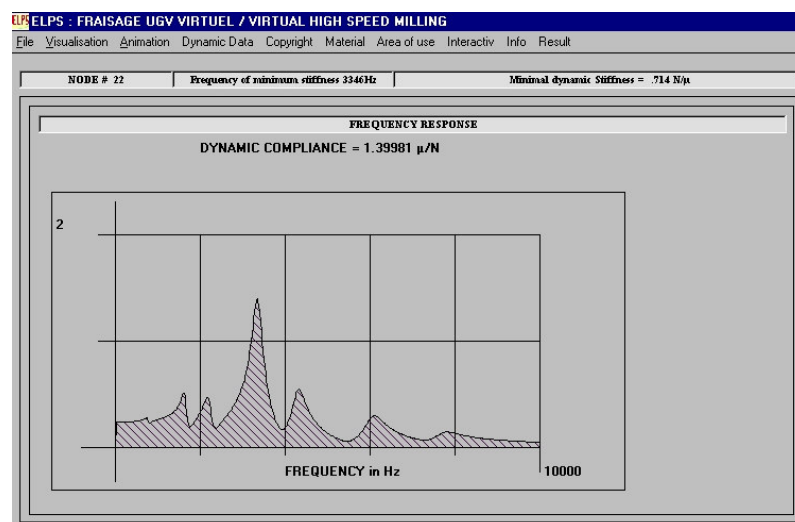


Figura 95. Respuesta en frecuencia obtenida en Simmill® para herramienta 2.

Respuesta en frecuencia obtenida con MetalMax[®]:

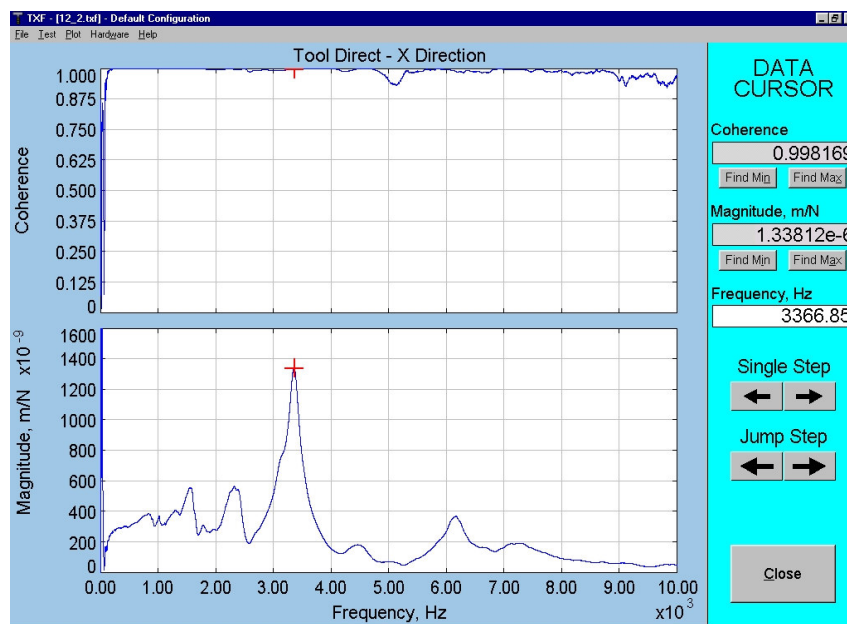


Figura 96. Respuesta en frecuencia obtenida con MetalMax[®] para herramienta 2.

Simulación en Simmill[®] con: $F_Z = 0.2$ y $A_E = 12$

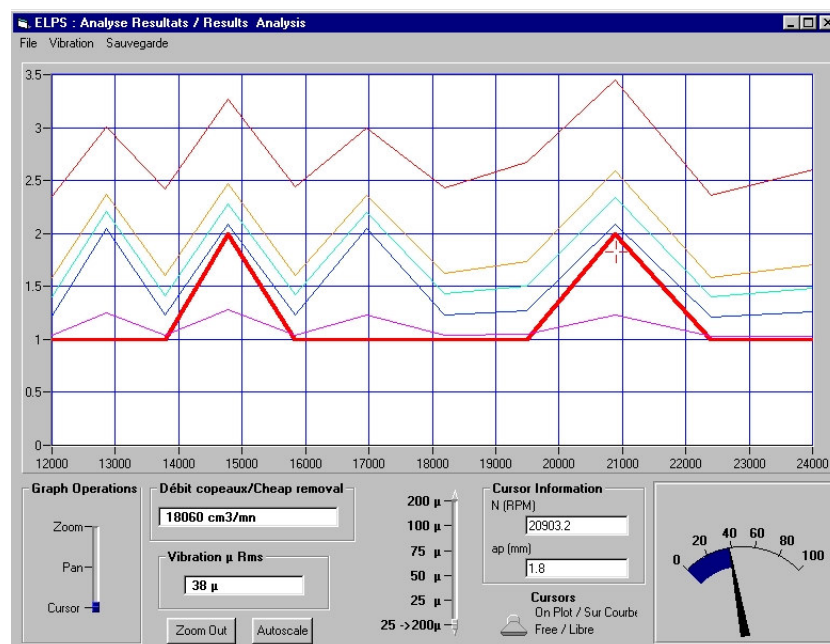


Figura 97. Simulación de herramienta 2 para $F_Z = 0.2$ y $A_E = 12$.

Simulación en Simmill[®] con: $F_Z = 0.235$ y $A_E = 12$

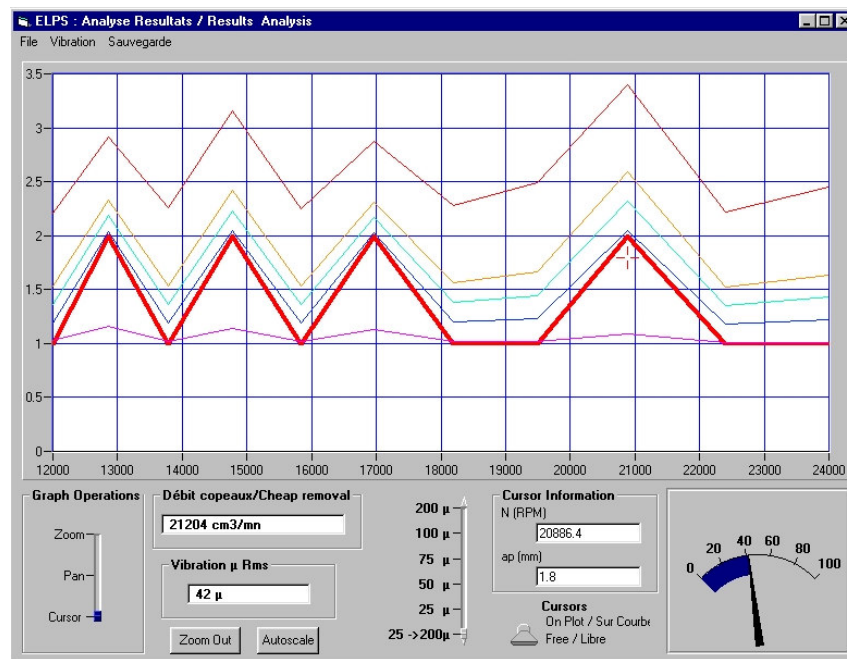


Figura 98. Simulación de herramienta 2 para $F_Z = 0.235$ y $A_E = 12$.

Se observa que en este caso, aunque aparecen más zonas de estabilidad, no aumenta la profundidad de corte, por lo que no resulta rentable aumentar F_Z .

Simulación en Simmill[®] con: $F_Z = 0.2$ y $A_E = 0.5$:

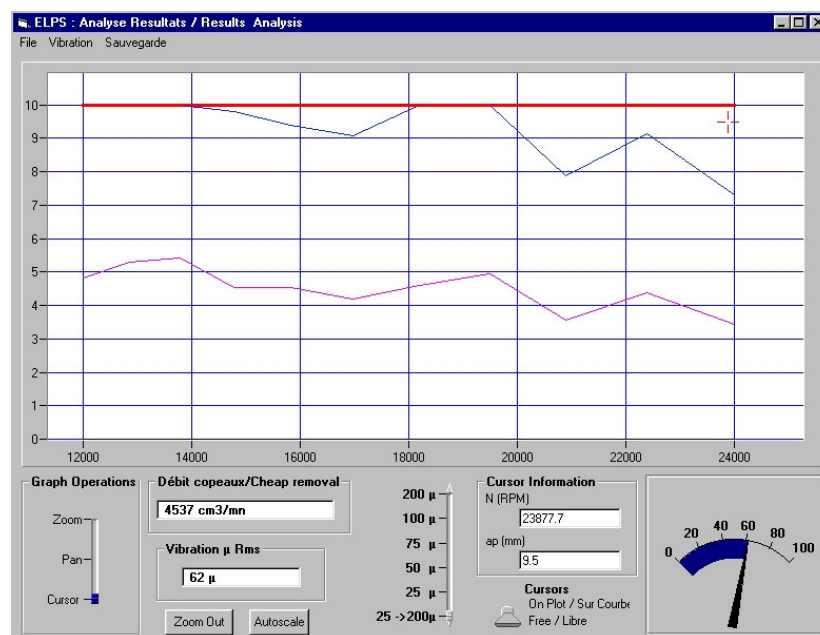


Figura 99. Simulación de herramienta 2 para $F_Z = 0.2$ y $A_E = 0.5$.

c) Herramienta 3

Diámetro (mm)	14
Número de dientes	2
LR (mm)	140
LFC (mm)	51

Modelo de Simmill®:

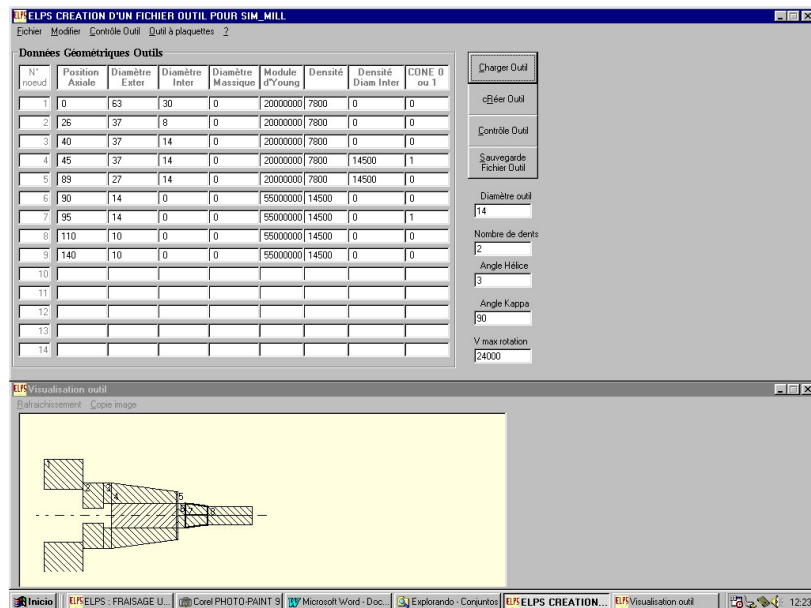


Figura 100. Modelo de Simmill® para herramienta 3.

Respuesta en frecuencia obtenida en Simmill®:

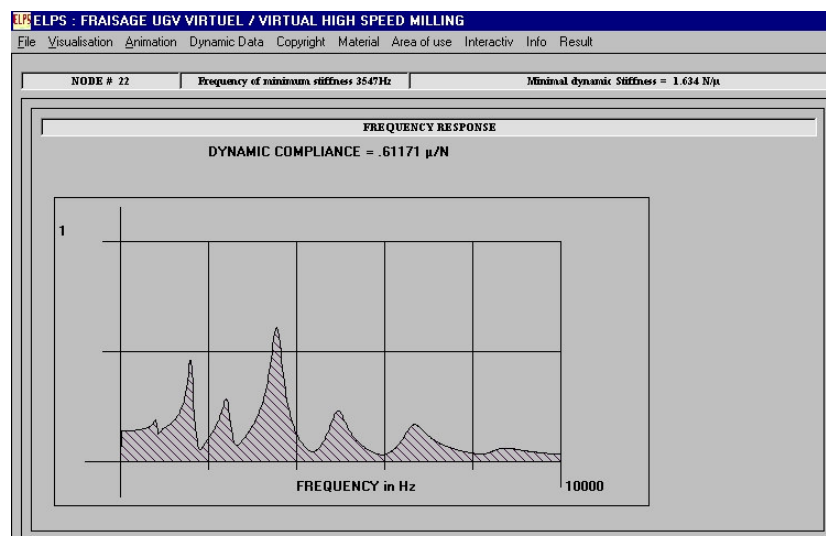


Figura 101. Respuesta en frecuencia obtenida en Simmill® para herramienta 3.

Respuesta en frecuencia obtenida en MetalMax[®]:

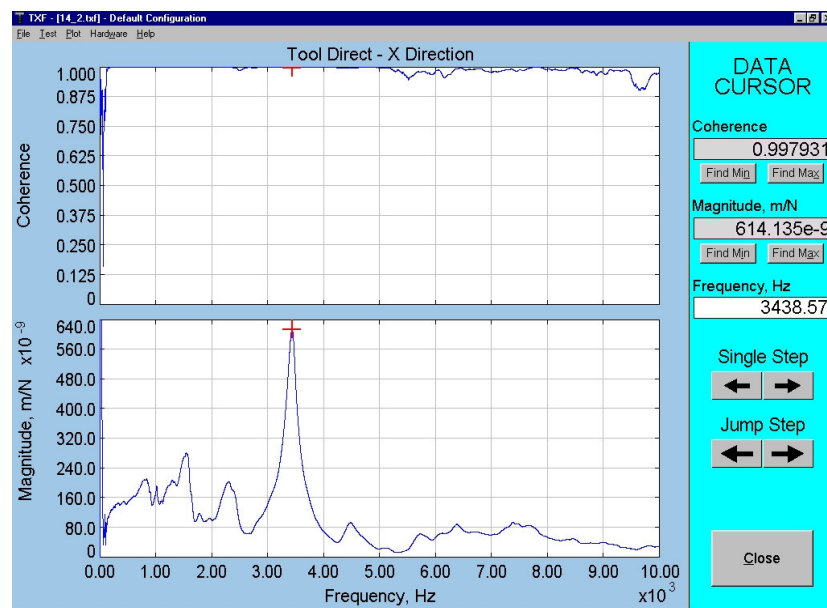


Figura 102. Respuesta en frecuencia obtenida en MetalMax[®] para herramienta 3.

Simulación en Simmill[®] con: $F_z = 0.2$ y $A_E = 14$

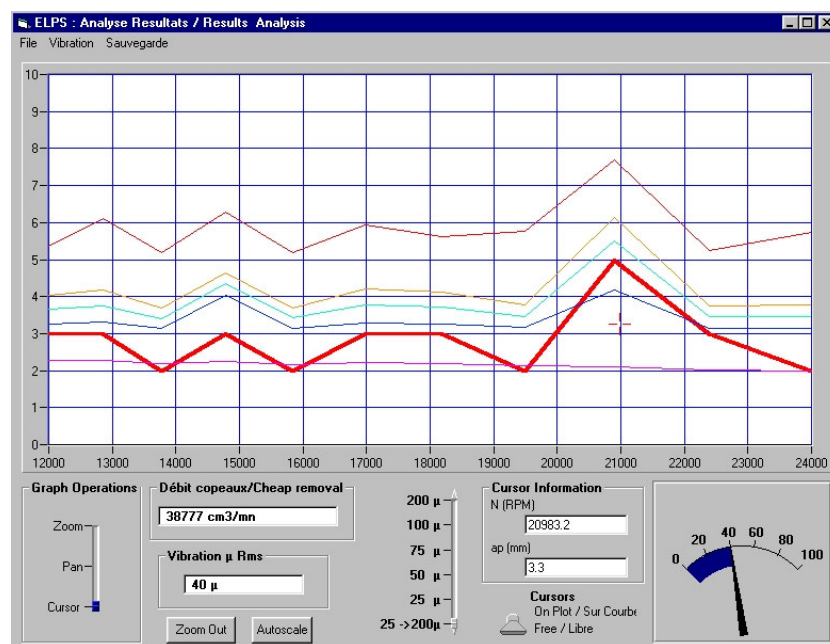


Figura 103. Simulación de herramienta 3 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 14$.

Simulación en Simmill[®] con: $F_Z = 0.15$ y $A_E = 14$

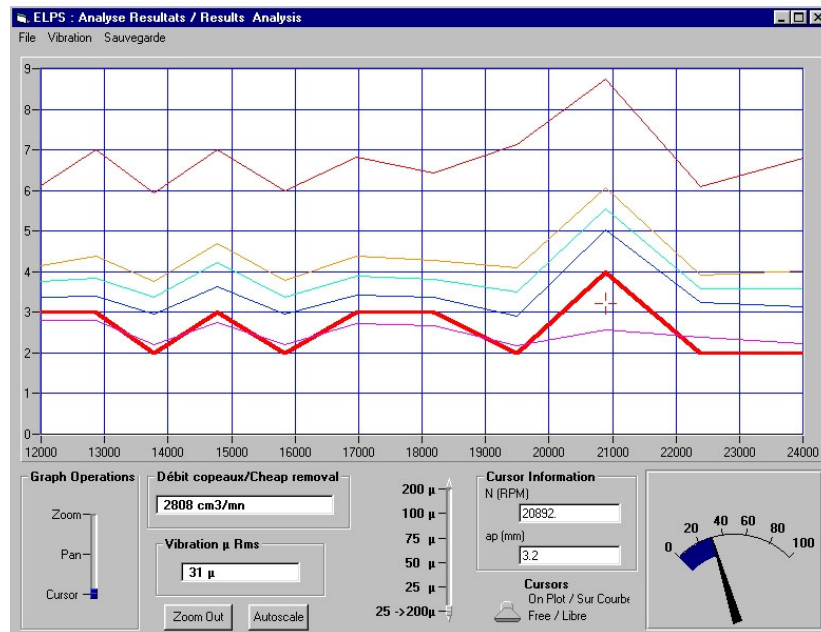


Figura 104. Simulación de herramienta 3 para $F_Z = 0.15$ y $A_E = 14$.

Se observa que la zona de máxima estabilidad se acerca a las 21000 rpm. Calculando en avance para estas revoluciones y el avance total máximo de la máquina, 10000 mm/min, se puede determinar el avance por diente máximo para esta herramienta, que será de $F_Z = 0.235$. Aunque este avance por diente supone un esfuerzo muy grande para la herramienta, se simula por si algún día se encuentra una herramienta capaz de soportar estas tensiones, pero sabiendo que con los materiales actuales sería una rotura de herramienta con toda seguridad.

Simulación en Simmill® con: $F_Z = 0.235$ y $A_E = 14$:

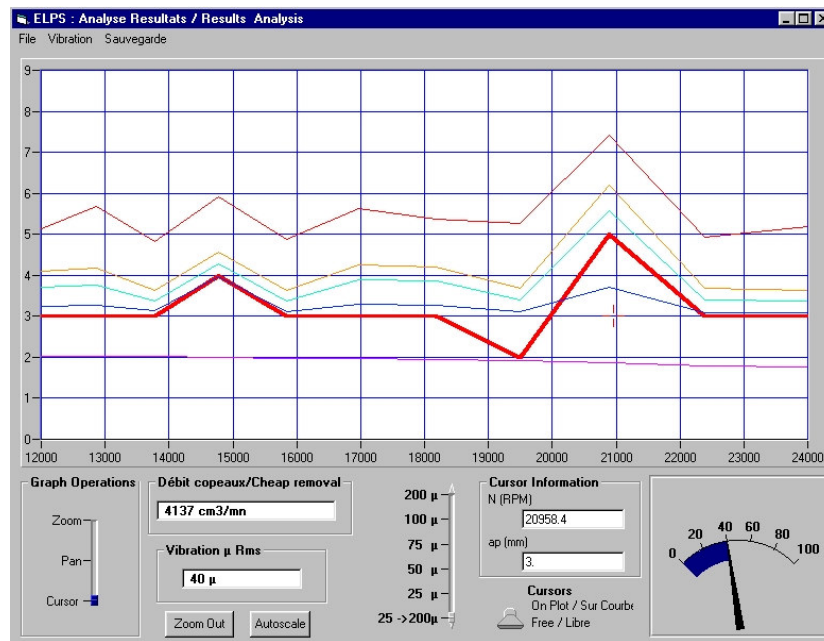


Figura 105. Simulación de herramienta 3 para $F_Z = 0.235$ y $A_E = 14$.

Simulación en Simmill® con: $F_Z = 0.2$ y $A_E = 0.5$

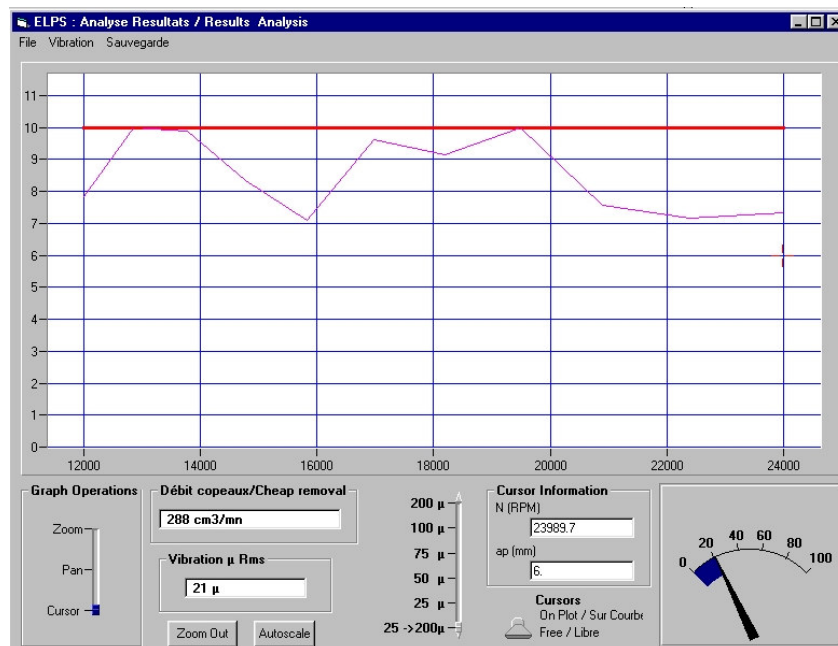


Figura 106. Simulación de herramienta 3 para $F_Z = 0.2$ y $A_E = 0.5$.

d) Herramienta 4

Diámetro (mm)	16
Número de dientes	3
LR (mm)	141
LFC (mm)	46

Modelo de Simmill®:

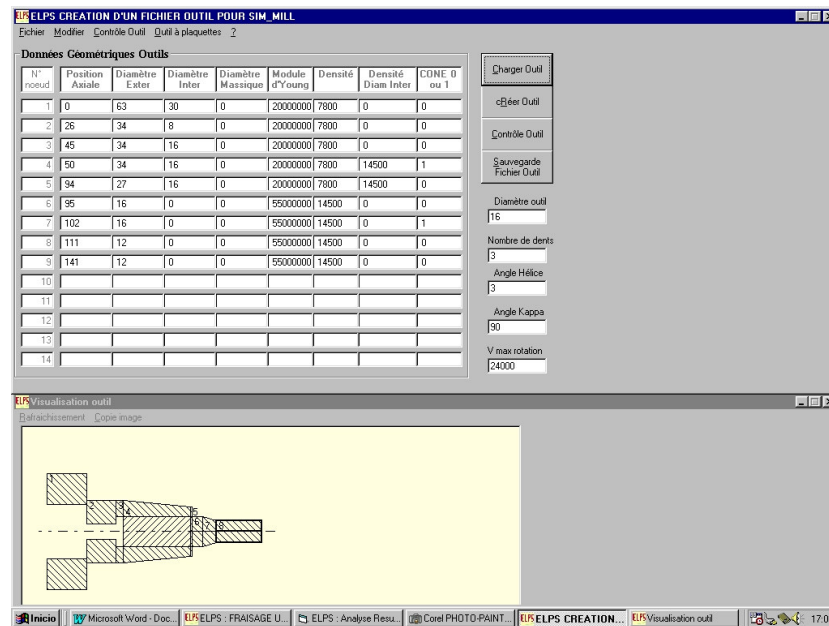


Figura 107. Modelo de Simmill® para herramienta 4.

Respuesta en frecuencia obtenida con Simmill®:

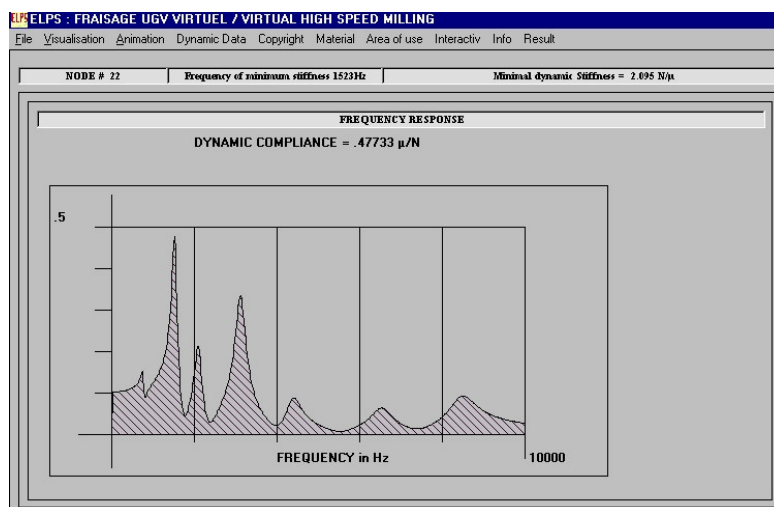


Figura 108. Respuesta en frecuencia obtenida con Simmill® para herramienta 4.

Respuesta en frecuencia obtenida con MetalMax[®]:

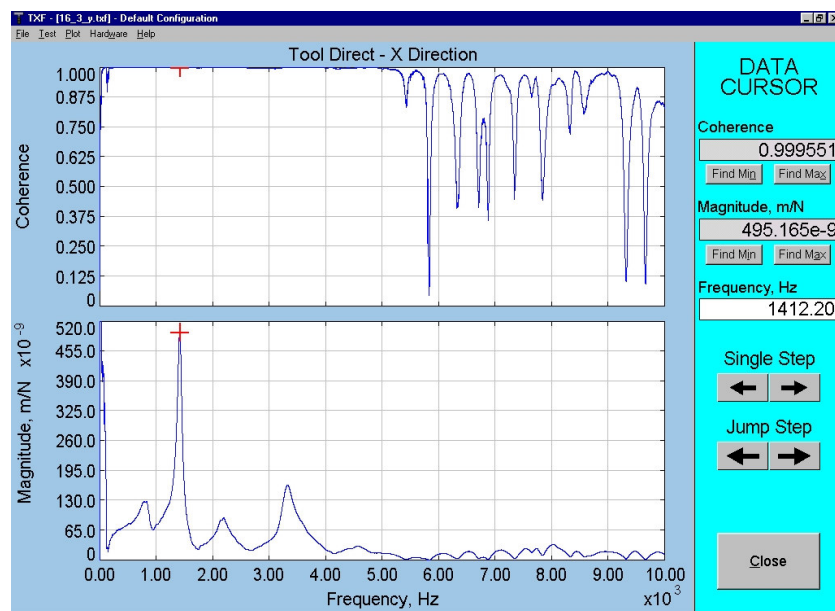


Figura 109. Respuesta en frecuencia obtenida con MetalMax[®] para herramienta 4.

Simulación en Simmill[®] con: $F_Z = 0.2$ y $A_E = 16$

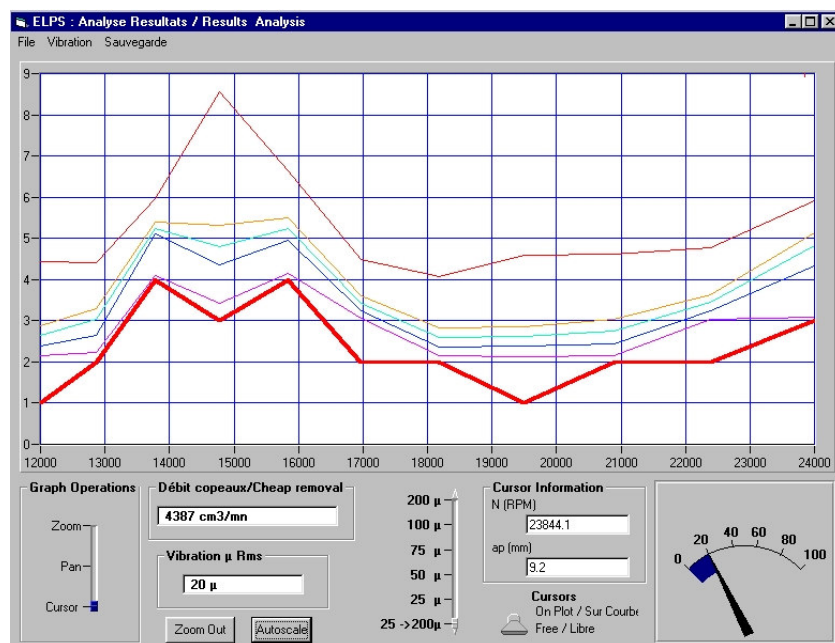


Figura 110. Simulación de herramienta 4 para $F_Z = 0.2$ y $A_E = 16$.

En este caso, la zona de mayor estabilidad está en torno a los 16000 rpm, que permitiría, para 10000 mm/min, un avance de 0.208, prácticamente lo que se tiene, por lo que no se puede mejorar mucho. También se podría pensar

en las 24000 rpm, pero esto supone, para 10000 mm/min, un $F_z = 0.133$, o sea, menor al actual, lo que disminuiría mas la profundidad de corte.

Simulación en Simmill[®] con: $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$

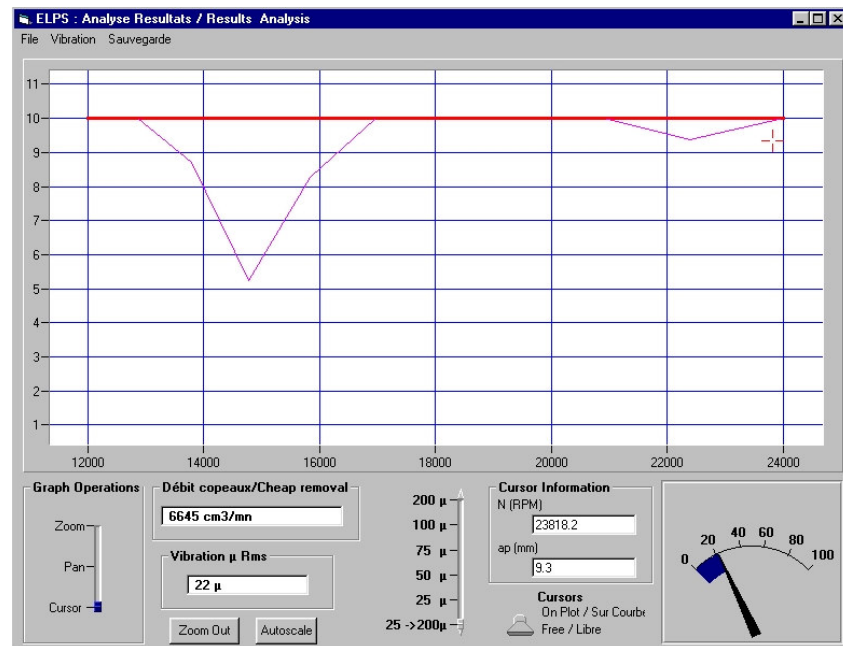


Figura 111. Simulación de herramienta 4 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$.

e) Herramienta 5

Diámetro (mm)	18
Número de dientes	2
LR (mm)	145
LFC (mm)	47

Modelo de Simmill®:

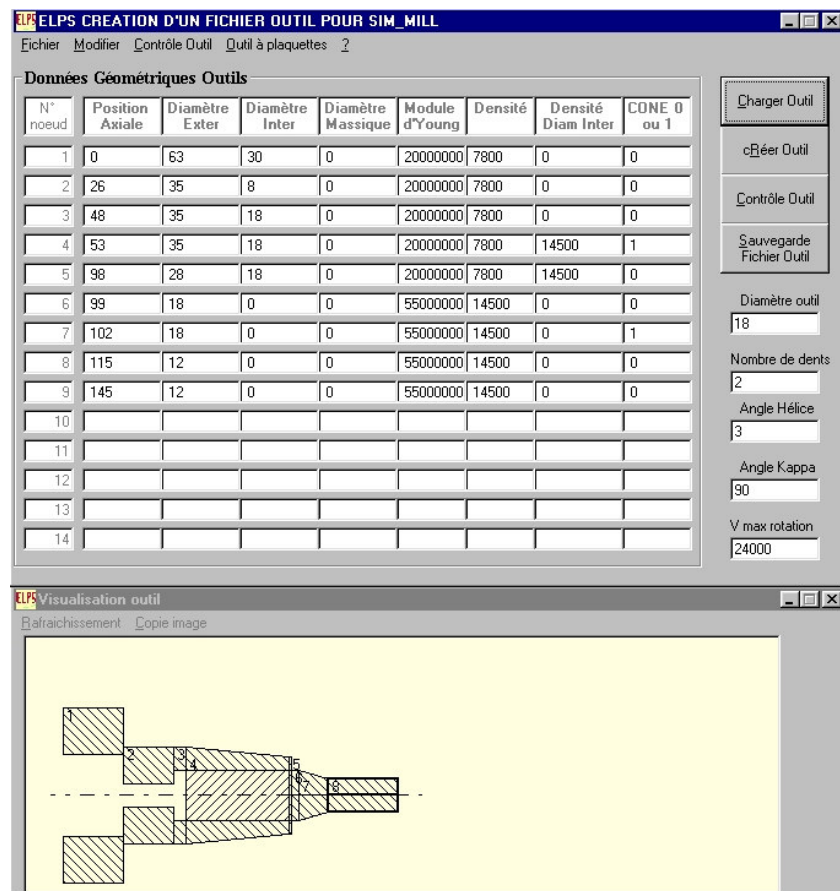
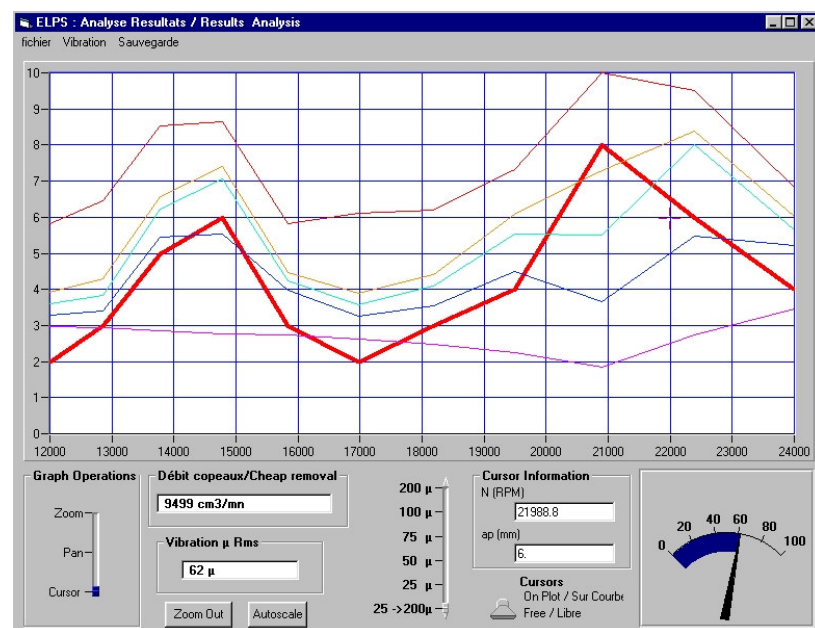


Figura 112. Modelo de Simmill® para herramienta 5.

Simulación en Simmill® con: $F_Z = 0.2$ y $A_E = 18$ Figura 113. Simulación de herramienta 5 para $F_Z = 0.2$ y $A_E = 18$.

Se observa que la zona de mayor estabilidad se encuentra en torno a las 21000 rpm. Con 21000 rpm y 10000 mm/min de avance total, se puede obtener un avance máximo de $F_Z = 0.235$.

Simulación en Simmill[®] con: $F_Z = 0.235$ y $A_E = 18$

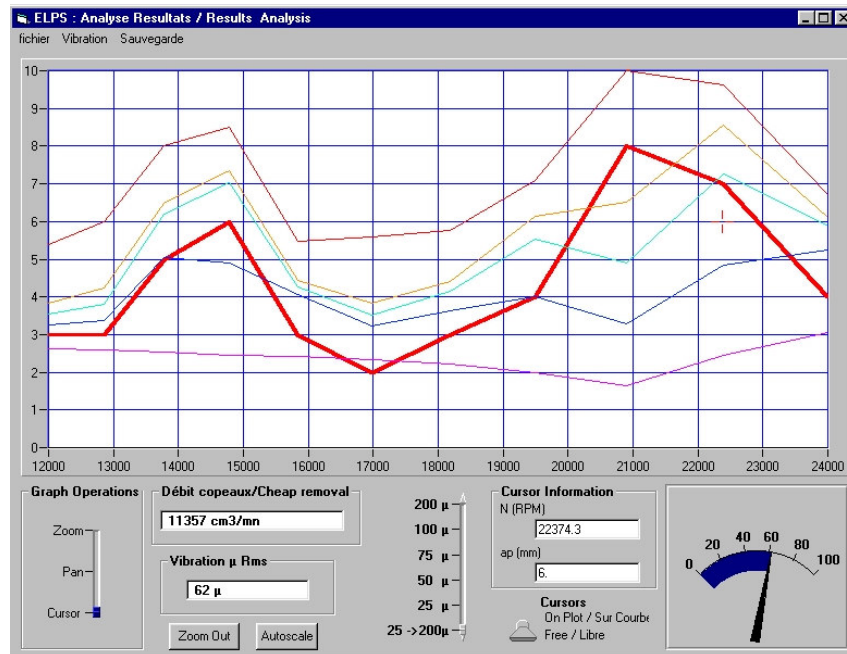


Figura 114. Simulación de herramienta 5 para $F_Z = 0.235$ y $A_E = 18$.

Simulación en Simmill[®] con: $F_Z = 0.175$ y $A_E = 18$

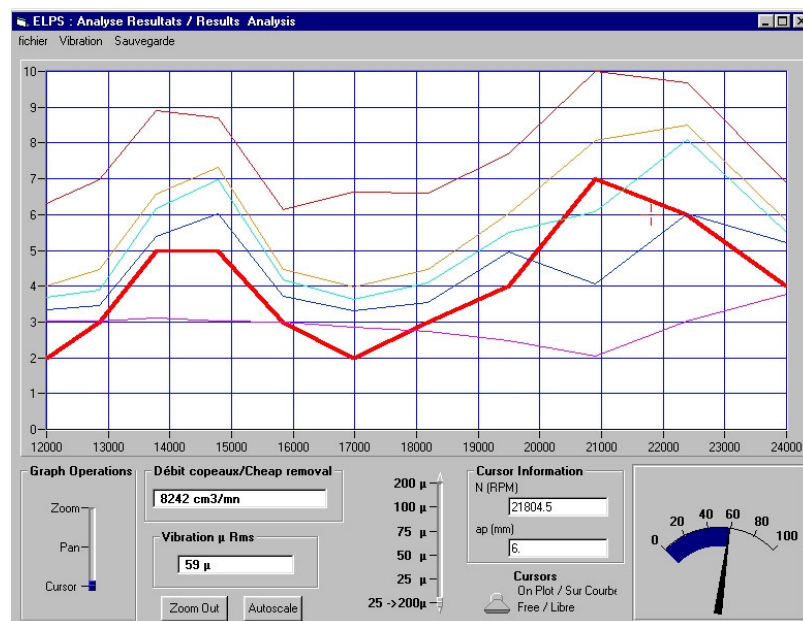


Figura 115. Simulación de herramienta 5 para $F_Z = 0.175$ y $A_E = 18$.

Al reducir F_z , la vibración no se ha reducido demasiado, y sin embargo el avance total si que se ve afectado, por lo que en este caso no es óptimo trabajar con estas condiciones sino con el máximo F_z permitido para $F = 10000\text{mm/min}$, que como se ha visto anteriormente es $F_z = 0.235$.

De todas formas, se observa que esta herramienta se comportaría mejor en cuanto a vibraciones y *chatter*, por lo que sería recomendable su fabricación para realizar pruebas.

Simulación en Simmill[®] con: $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$

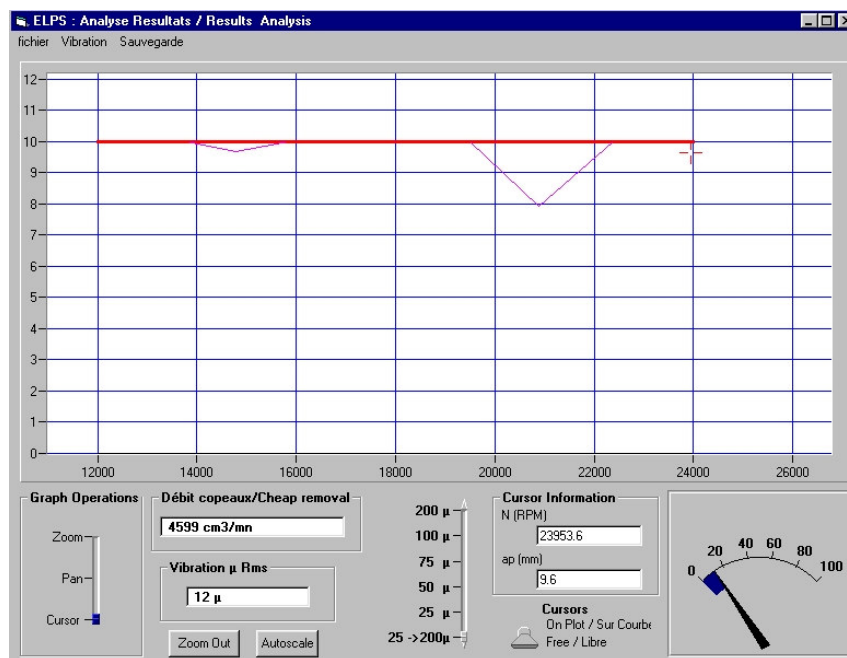


Figura 116. Simulación de herramienta 5 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$.

f) Herramienta 6

Se realiza una simulación para una herramienta de mango 18 mm y 16 mm en la zona de corte efectiva.

Diámetro (mm)	16
Número de dientes	2
LR (mm)	145
LFC (mm)	47

Modelo de Simmill®:

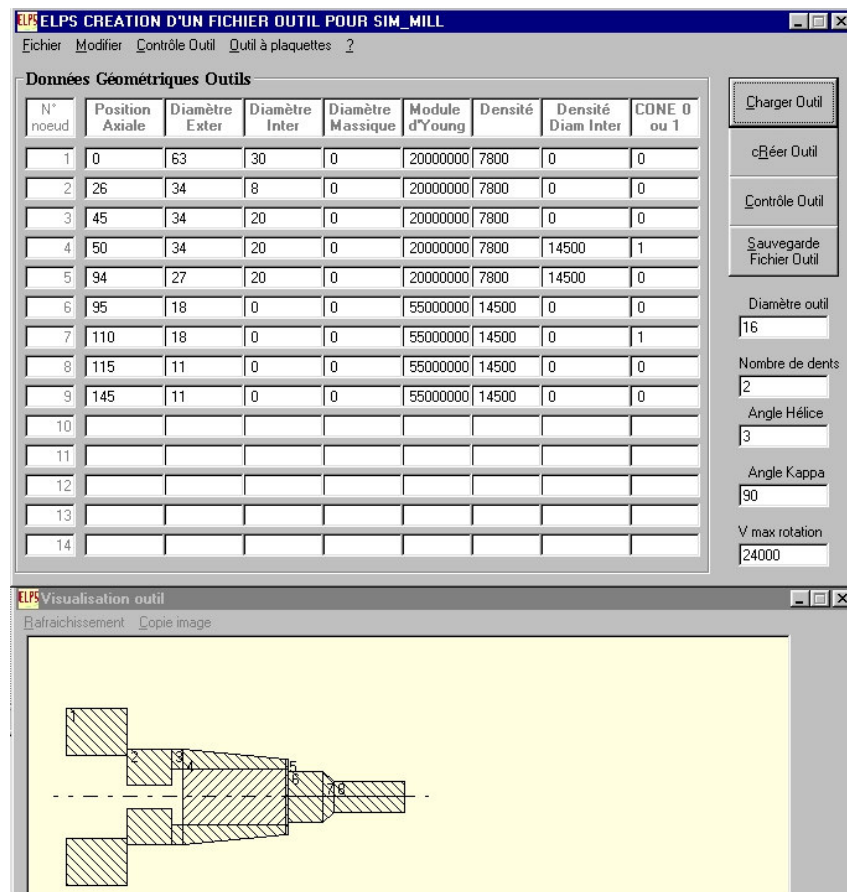


Figura 117. Modelo de Simmill® para herramienta 6.

Simulación en Simmill® con: $F_z = 0.2$ y $A_E = 16$

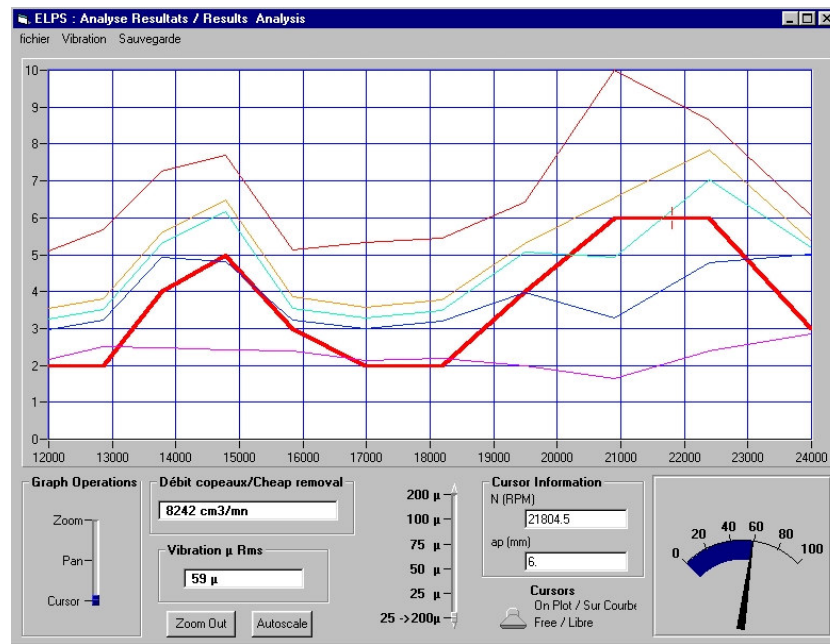


Figura 118. Simulación de herramienta 6 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 16$.

Se observa que ha mejorado mucho la estabilidad de la herramienta con respecto a la misma pero de mango de 16 mm. Para aumentar el avance total, y como la mayor estabilidad se encuentra en torno a las 21000 rpm, se simula con $F_z = 0.235$, que daría $F = 10000$ mm/min.

Simulación en Simmill® con: $F_z = 0.235$ y $A_E = 16$

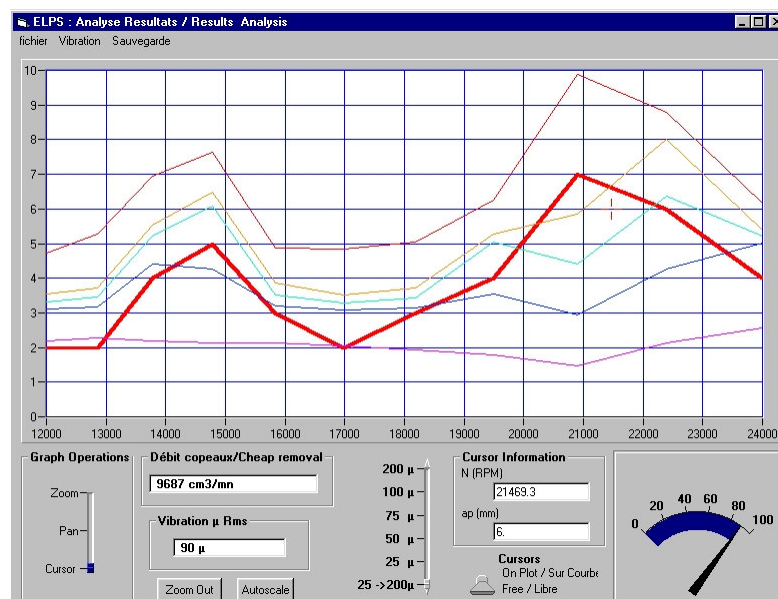


Figura 119. Simulación de herramienta 6 para $F_z = 0.235$ y $A_E = 16$.

Aunque se ha mejorado la curva de *chatter*, las vibraciones son excesivas, por lo que se prueba con $F_z = 0.175$, para ver si mejoran las vibraciones, sin empeorar mucho la curva de *chatter*.

Simulación en Simmill® con: $F_z = 0.175$ y $A_E = 16$

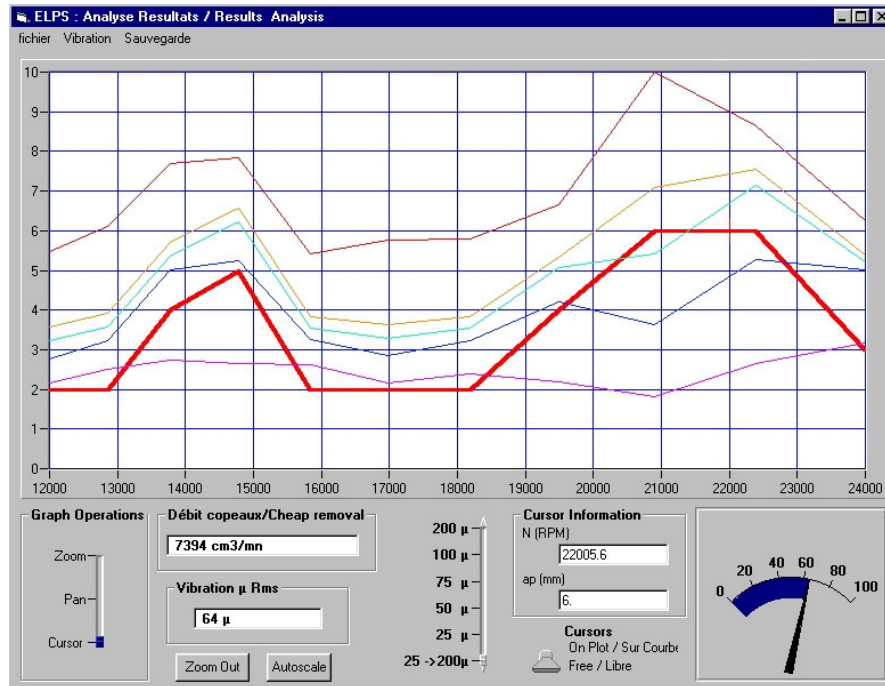


Figura 120. Simulación de herramienta 6 para $F_z = 0.175$ y $A_E = 16$.

Se observa que las vibraciones han bajado notablemente, sin resentir por ello a la curva de *chatter*. Si se trabaja con $F_z = 0.175$ y 22000 rpm, implica una $F = 7700$ mm/min que puede no ser aceptable en algún caso.

12. SOLUCIONES BÁSICAS PARA EL FRESADO

Se van a definir posibles soluciones a una serie de problemas que tiene lugar en el recantado y que no están relacionados directamente con el *chatter*, pero que igualmente afectan al rendimiento de las herramientas, las vidas medias de husillo y herramienta y a la calidad del producto [21].

PROBLEMAS		REMEDIOS BÁSICOS	
FALLO EN EL FILO DE CORTE	Desgaste Excesivo de los filos frontal y periféricos	Condiciones de corte	Reduzca la velocidad y aumente el avance
	Astillado de los filos	Condiciones de corte	Reduzca el avance
		Máquina y otros	Asegure fijación de la pieza Reduzca saliente de la fresa
	Rotura de la herramienta durante el fresado	Condiciones de corte	Aumente la velocidad Reduzca el avance
		Herramienta	Reduzca la longitud de corte Reduzca el saliente de la fresa
ACABADO SUPERFICIAL INSATISFACTORIO	Mal acabado superficial: Rugosidad superficial Ondulaciones superficiales Falta de perpendicularidad	Herramienta	Aumente el ángulo de hélice Aumente el número de dientes Reduzca la longitud de corte
		Condiciones de corte	Reduzca el avance Reduzca la longitud de corte
		Otros	Evite filo recrecido
	Marcas de vibración	Condiciones de corte	Consulte curva de <i>chatter</i>
		Otros	Mejore el amarre de la pieza
	Virutas embotadas	Herramienta	Reduzca el número de dientes Cambie el tratamiento superficial
		Condiciones de corte	Reduzca el avance

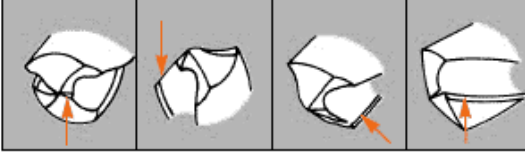
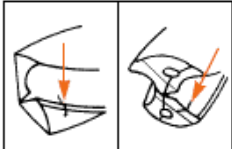
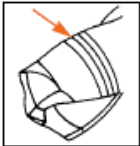
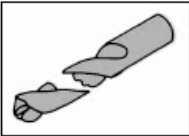
Tabla 6. Soluciones básicas para el fresado.

13. SOLUCIONES BÁSICAS PARA EL TALADRADO

El taladrado es otra de las operaciones de mecanizado que se pueden realizar en la máquina de recantar. El taladrado tiene problemas distintos al fresado o al recantado, no existe problemas de *chatter* y por lo tanto para encontrar sus puntos óptimos de funcionamiento hay que recurrir a soluciones distintas a Simmill® y MetalMax®.

Para calcular las condiciones de giro y avance, se supone una velocidad de corte de forma que al taladrar el panel no se deforme en demasía y se produzca mucha rebaba o viruta adherida a la salida del taladro. Normalmente es mejor ir a un avance menor, aunque el tiempo de máquina sea mayor, que tener que repasar las piezas posteriormente, por lo que esta será la filosofía a la hora de elegir la velocidad de corte. En función del diámetro y del tipo de broca se elige la velocidad de corte, comprobando en la práctica que los resultados son óptimos. Una vez fijada la velocidad de corte, se calculan el avance (2) y la velocidad de giro (1), teniendo en cuenta que a efecto de dichas ecuaciones, se supone que una broca tiene un único diente. Valores usuales de velocidades de corte son 100 m/min, para brocas de 2 a 10 mm de diámetro.

Para mejorar el resultado del taladrado se ha realizado una guía en la que se exponen una serie de soluciones para los problemas más usuales en el taladrado [21].

PROBLEMA		REMEDIOS BÁSICOS	
FALLO EN LA BROCA	Desgaste excesivo del filo de corte	 Broca	Aumente el ángulo de incidencia Use una broca mas resistente al desgaste
		Condiciones de corte	Disminuya la velocidad de corte
	Desconchado del filo central	 Broca	Corrija el espesor del alma y el lapeado Reduzca la longitud total y el voladizo de la broca
		Condiciones	Reduzca el avance sobretodo en la entrada
	Desconchado del filo de corte periférico	 Broca	Aumente el lapeado del filo
		Condiciones	Reduzca la velocidad de corte Reduzca el avance a la entrada
	Deposición, desgaste del bisel	 Broca	Aumente ligeramente la conicidad tras la punta (Fig. 1) Reduzca el ancho del bisel Aumente el ángulo de la punta (Fig.3)
		Otros	Reduzca el intervalo entre reafilados
	Rotura del cuerpo de la broca	 Broca	Use una broca más rígida Aumente ligeramente la conicidad tras la punta y reduzca el ancho del bisel (Fig.1)
		Condiciones	Reduzca la velocidad y el avance
		Otros	Evite la viruta amontonada taladrando a pasos

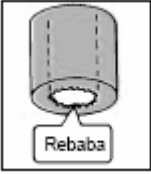
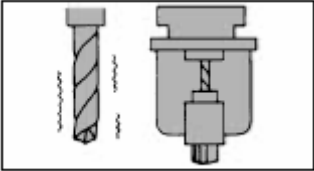
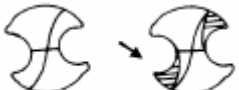
PRECISIÓN DE TRABAJOS NO SATISFATORIOS	Agujeros sobredimensionados	Broca	Reafile correctamente la punta de la broca
		Condiciones	Reduzca la velocidad y el avance
	Mal acabado superficial 	Broca	Mejore la rigidez del amarre Aumente el ángulo en la punta (Fig.3)
		Condiciones	Aumente la velocidad si se produce filo recocado Aumente el avance proporcionalmente
	Desvío de la broca	Broca	Elimine la excentricidad en los labios de corte Corrija la desviación y centrado de la broca
CONTROL DE VIRUTA INSATISFATORIO	Amontonamiento de viruta 	Condiciones	Taladre por pasos Reduzca la velocidad y aumente el avance Aumente las ranuras (Fig.2)
OTROS	Vibración durante el taladrado 	Broca	Reduzca el ángulo de incidencia Use una broca más rígida

Tabla 7. Soluciones básicas para el taladrado.

Figura 1	Figura 2	Figura 3
		

BIBLIOGRAFÍA

1. J. Tlustý. "Machine Dynamics". Handbook of High Speed Machining Technology, New York, Chapman And Hall, pags. 48-143, 1985.
2. S. A. Tobias y W. Fishwick. "The *Chatter* of Lathe Tools Under Orthogonal Cutting Conditions", Transactions of the ASME, Vol. 80, 1958.
3. R. Snoeys y P. Vanherck. "Forced and Self-excited Vibrations in Plunge Grinding", International Conference of Manufacturing Technology. 1967.
4. M. Davier y B. Balachandran. "Nonlinear Oscillations in Milling of Thin Walled Structures", Journal of Sound and Vibration, 1996.
5. G. Stepan. "Retarded Dynamical Systems: Stability and Characteristics, an Introduction". Cambridge University Press, 1970.
6. J. Krysztof. "The Development of Frequency and Amplitude of *Chatter* Vibration". International of Machine Tools Manufacture, Vol. 29, Nº 2, 1989.
7. I. Minis, E. Magrab, I. Pandelidis. "Improved Methods for the Prediction of *Chatter* in Turning, Part 3: Generalized Linear Theory", Journal of Engineering for Industry, Vol. 112, Feb. 1990.
8. Y. Tarng, Y. Hsieh, T. Li. "Automatic Selection of Spindle Speed for Suppression of Regenerative *Chatter* in Turning", International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol 11, 1996.
9. N. Hanna y S. Tobias. "A Theory of Nonlinear Regenerative *Chatter*", Journal of Engineering for Industry. Feb. 1974.
10. R. A. Thompson. "*Chatter* Growth-Tests to evaluate the Theory". Transactions of the ASME, Vol. 110, Nov. 1988.
11. H. Ota, E. Kondo, T. Yamada. "Regenerative *Chatter* Vibrations of Turning Workpieces", JSME International Journal, Serie III, Vol. 32, Nº 1, 1989.
12. T. O'Reilly. "The effect of variable Time Delay on Stability in Orthogonal Cutting", M. S. Thesis, The Pennsylvania State University, Mayo 1998.
13. D. Lucca, R. Rhoer, R. Komanduri. "Energy Dissipation in Ultra-Precision Machining of Copper". Annals of CIRP, Vol. 40-1-91, 1991.
14. D. Lucca, Y. Seo, R. Rhoer. "Energy Dissipation and Tool Workpiece contact in Ultra-Precision Machining". Tribology Transactions, Vol. 37, 1994.
15. D. Yantek. "*Chatter* and Process Damping in Diamond Turning". M. S. Thesis, The Pennsylvania State University, 1996.

16. D. Yantek, E. Marsh, M. Davies, D. Gilsinn. "Simulation and Measurement of *Chatter* in Diamond Turning", MED-Vol. 2, Manufacturing Science and Technology, Vol. 2, ASME 1997.
17. S. Kalpahjian. "Manufacturing Processes for Engineering Materials". Segunda Edición, Addison-Wesley Publishing Co., 1992.
18. S. Smith y D. Chetwynd. "Foundations of Ultraprecision Mechanism Design", Vol. 2, Gordon and Breach Science Publishers, 1992.
19. D. J. Ewins. "Modal Testing: Theory And Practice". Research Studies Press Ltd., 1985.
20. A. Greffioz. "Theorie du Broutement appliquée au Tournage". Elps 123 46100 Figeac. 2003.
21. J. M. Rodríguez Marín. "Estrategias de mecanizado en alta velocidad". Publicaciones Eads-Casa. 2002.
22. J. M. Rodríguez Marín. "Tecnología de mecanizado". Publicaciones Eads-Casa. 2002.
23. M. García Durán. "Diseño de un sistema para la realización de una práctica de análisis modal". Proyecto de Fin de Carrera. Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Acabado de una pieza sin chatter	6
Figura 2. Acabado de una pieza con chatter.	6
Figura 3. Representación gráfica de A_P y A_E .	9
Figura 4. Fresado en oposición o al hilo.	10
Figura 5. Fresado en concordancia o por trepado.	11
Figura 6. Esquema de husillo, herramienta y portaherramientas.	13
Figura 7. Vista general de la instalación compuesta por TorresMill® y TorresTool®.	15
Figura 8. Detalle de una copa de vacío.	17
Figura 9. Ejemplo de función de respuesta en frecuencia.	19
Figura 10. Esquema dinámico de un sistema de primer orden.	21
Figura 11. Parte real de la FRF.	24
Figura 12. Parte imaginaria de la FRF.	25
Figura 13. Diagrama de Nyquist.	25
Figura 14. Modelo con 2 g.d.l. de un sistema con vibración forzada.	26
Figura 15. Equipo necesario para la adquisición de datos.	29
Figura 16. Material suministrado por MetalMax®.	29
Figura 17. Martillo utilizado para la adquisición de datos.	30
Figura 18. Pulso producido por el impacto del martillo.	31
Figura 19. Contenido en frecuencia de un pulso.	31
Figura 20. Sección de un acelerómetro.	33
Figura 21. Esquema dinámico de un acelerómetro.	33
Figura 22. Identificación de los distintos modos de vibración.	41
Figura 23. Obtención del amortiguamiento del modo.	42
Figura 24. Evolución del espesor de viruta “en fase” y “fuera de fase”.	45
Figura 25. Modelo del chatter de un grado de libertad. Stepan [5].	46
Figura 26. Cambio de fase entre la pasada actual $z(t)$ y la previa $z(t-\tilde{\tau})$.	47
Figura 27. Relaciones de retraso de fase formuladas por Tlustý [1].	48
Figura 28. Fuerza ejercida sobre un diente	50
Figura 29. Relación entre la fuerza del corte y el espesor de viruta.	50
Figura 30. Desplazamiento de la herramienta frente al tiempo en un corte estable.	52
Figura 31. Desplazamiento de la herramienta frente al tiempo para una profundidad de corte cerca de la estabilidad.	52
Figura 33. Diagrama de bloques del proceso.	54
Figura 35. Condición de estabilidad en el diagrama de Nyquist.	55
Figura 36. Módulo de la FTF.	56
Figura 37. Obtención de los lóbulos de estabilidad.	58
Figura 38. Lóbulos de estabilidad.	59
Figura 39. Marcas características de chatter.	60
Figura 40. Configuración de Metalmax®.	63
Figura 41. Primero de los cinco impactos necesarios para obtener la FRF.	64
Figura 43. Coherencia y módulo de la FRF.	66
Figura 44. Modelo de un conjunto en Créer_Outil®.	68
Figura 45. Elección del número de modos.	70
Figura 46. Convergencia dinámica.	70
Figura 47. Esquema del modelo a usar.	71
Figura 48. Nodo de referencia.	71
Figura 49. Deformación estática.	72
Figura 50. Nodo de referencia.	72
Figura 51. Elección del número de modos.	72
Figura 52. Deflexión del modo 1.	73
Figura 53. Deflexión del modo 2.	73
Figura 54. Deflexión del modo 3.	74
Figura 55. Deflexión del modo 4.	74
Figura 56. Deflexión del modo 5.	75
Figura 57. Deflexión del modo 6.	75

Figura 58. Deflexión del modo 7.	76
Figura 59. Deflexión del modo 8.	76
Figura 60. FRF obtenida en Simmill®.	77
Figura 61. Elección del material a mecanizar.	78
Figura 62. Ancho de corte	79
Figura 63. Avance por diente.	79
Figura 64. Mínima profundidad de corte.	79
Figura 65. Máxima profundidad de corte.	79
Figura 66. Paso de variación de profundidad de corte.	80
Figura 67. Mínima velocidad de rotación.	80
Figura 68. Máxima velocidad de rotación.	80
Figura 69. Número de pasos de la simulación.	80
Figura 70. Mecanizado por trepado.	80
Figura 71. Datos de la simulación.	81
Figura 72. Diagrama de estabilidad de herramienta tipo.	81
Figura 73. Simulación de herramienta tipo para $F_z = 0.175$ y $A_E = 16$	82
Figura 74. Simulación de herramienta tipo para $F_z = 0.15$ y $A_E = 16$	83
Figura 75. Simulación de herramienta tipo para $F_z = 0.1$ y $A_E = 16$	83
Figura 76. Simulación de herramienta tipo para $F_z = 0.1$ y $A_E = 0.5$	84
Figura 77. Simulación de herramienta tipo para $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$	85
Figura 78. FRF en dirección X.	87
Figura 79. FRF en dirección Y.	87
Figura 80. Fichero de entrada para Simmill®.	88
Figura 81. Datos de la simulación.	89
Figura 82. Simulación con la influencia de la pieza.	89
Figura 83. FRF en dirección Z.	90
Figura 84. Modelo de Simmill® modificado.	91
Figura 85. Datos de la simulación.	92
Figura 86. Simulación para el punto medio de la longitud de corte de la herramienta.	92
Figura 87. Modelo de Simmill® de herramienta 1.	93
Figura 88. Respuesta en frecuencia obtenida con Simmill® para herramienta 1.	94
Figura 89. Respuesta en frecuencia obtenida en Metalmax® para herramienta 1.	94
Figura 90. Simulación de herramienta 1 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 10$	95
Figura 91. Simulación de herramienta 1 para $F_z = 0.295$ y $A_E = 10$	95
Figura 92. Simulación de herramienta 1 para $F_z = 0.235$ y $A_E = 10$	96
Figura 93. Simulación de herramienta 1 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$	96
Figura 94. Modelo de Simmill® para herramienta 2.	97
Figura 95. Respuesta en frecuencia obtenida en Simmill® para herramienta 2.	97
Figura 96. Respuesta en frecuencia obtenida con MetalMax® para herramienta 2.	98
Figura 97. Simulación de herramienta 2 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 12$.	98
Figura 98. Simulación de herramienta 2 para $F_z = 0.235$ y $A_E = 12$.	99
Figura 99. Simulación de herramienta 2 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$.	99
Figura 100. Modelo de Simmill® para herramienta 3.	100
Figura 101. Respuesta en frecuencia obtenida en Simmill® para herramienta 3.	100
Figura 102. Respuesta en frecuencia obtenida en MetalMax® para herramienta 3.	101
Figura 103. Simulación de herramienta 3 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 14$.	101
Figura 104. Simulación de herramienta 3 para $F_z = 0.15$ y $A_E = 14$.	102
Figura 105. Simulación de herramienta 3 para $F_z = 0.235$ y $A_E = 14$.	103
Figura 106. Simulación de herramienta 3 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$.	103
Figura 107. Modelo de Simmill® para herramienta 4.	104
Figura 108. Respuesta en frecuencia obtenida con Simmill® para herramienta 4.	104
Figura 109. Respuesta en frecuencia obtenida con MetalMax® para herramienta 4.	105
Figura 110. Simulación de herramienta 4 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 16$.	105
Figura 111. Simulación de herramienta 4 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$.	106
Figura 112. Modelo de Simmill® para herramienta 5.	107
Figura 113. Simulación de herramienta 5 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 18$.	107
Figura 114. Simulación de herramienta 5 para $F_z = 0.235$ y $A_E = 18$.	108
Figura 115. Simulación de herramienta 5 para $F_z = 0.175$ y $A_E = 18$.	108
Figura 116. Simulación de herramienta 5 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 0.5$.	109
Figura 117. Modelo de Simmill® para herramienta 6.	110

<i>Figura 118. Simulación de herramienta 6 para $F_z = 0.2$ y $A_E = 16$.</i>	<i>111</i>
<i>Figura 119. Simulación de herramienta 6 para $F_z = 0.235$ y $A_E = 16$.</i>	<i>111</i>

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1. Velocidades y recorridos de la máquina.....</i>	<i>16</i>
<i>Tabla 2. Velocidades de los ejes.....</i>	<i>18</i>
<i>Tabla 3. Precisión de posicionamiento.....</i>	<i>18</i>
<i>Tabla 4. Repetibilidad de posicionamiento.....</i>	<i>18</i>
<i>Tabla 5. Resultados de Simmill® y MetalMax®.....</i>	<i>77</i>
<i>Tabla 6. Soluciones básicas para el fresado.....</i>	<i>113</i>
<i>Tabla 7. Soluciones básicas para el taladrado.....</i>	<i>116</i>