

# Procedimiento integrado para la mejora de modelos numéricos en máquina-herramienta

*An integrated procedure to improve numerical models in machine-tools*



Jesús-María Hernández-Vázquez<sup>1</sup>,  
Iker Garitaonandia-Areitio<sup>1</sup>, María-Helena  
Fernandes-Rodrigues<sup>1</sup> y Jokin Muñoa-Gorostidi<sup>2</sup>  
<sup>1</sup> Universidad del País Vasco UPV/EHU (España)  
<sup>2</sup> IK4-IDEKO (España)

DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/8832>

## 1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, los fabricantes de máquinas-herramienta dedican grandes esfuerzos a mejorar el comportamiento dinámico de estas máquinas en diferentes condiciones de funcionamiento, y así garantizar el correcto acabado de las piezas mecanizadas. Una herramienta muy utilizada son los modelos numéricos, que permiten estimar el comportamiento de la máquina, definir condiciones de estabilidad en todo el espacio de trabajo, predecir acabados superficiales, diseñar sistemas de reducción de vibraciones, estimar el comportamiento ante modificaciones de diseño de algún componente, etc. No obstante, la obtención de modelos numéricos que reproduzcan de forma óptima el comportamiento de máquinas-herramienta presenta considerables dificultades porque se trata de sistemas mecánicos multicomponente, además de por el tipo de operaciones que llevan a cabo.

La estructura multicomponente de las máquinas-herramienta conlleva la utilización de distintos elementos de conexión y guiado, siendo las propiedades de estos sistemas determinantes en la definición del comportamiento de la máquina. Ahora bien, estas propiedades dependen de múltiples factores como la presión y el área de contacto, los acabados superficiales, etc., por lo que su modelización entraña una complejidad elevada. Numerosos grupos de investigación están dedicando esfuerzos importantes para definirlos adecuadamente.

Una posible solución consiste en trabajar sobre un prototipo de máquina-herramienta que permita obtener las carac-

terísticas dinámicas reales partiendo del análisis modal experimental (AME), para posteriormente compararlas con las obtenidas mediante un modelo de Elementos Finitos (EF) de la máquina. El análisis modal experimental es una técnica muy interesante para estudiar el comportamiento dinámico de los sistemas mecánicos [1, 2], ya que permite obtener sus frecuencias naturales, modos de vibración y amortiguamiento modal de forma bastante precisa, sobre todo en el caso de las frecuencias.

Una vez obtenidos estos datos experimentales es posible validar y, en su caso, mejorar el modelo de EF para que simule de forma suficientemente exacta el comportamiento dinámico de la máquina. Las técnicas más adecuadas para alcanzar este objetivo son conocidas como técnicas de actualización [3, 4], y han sido aplicadas con éxito en distintas máquinas-herramienta [5-8]). Sin embargo, cuando las incertidumbres en el modelo de EF son numerosas, y conducen a una mala correlación con el modelo experimental, la actualización del modelo puede proporcionar resultados inaceptables o incluso no converger numéricamente. Para estas situaciones, en este trabajo se propone la utilización de técnicas de diseño de experimentos (DoE) [9]. El DoE permite obtener combinaciones óptimas de los valores de las variables para estudiar el comportamiento de un sistema en un amplio espacio de diseño. En el campo de la ingeniería de fabricación esta metodología se ha aplicado para seleccionar condiciones de mecanizado óptimas en procesos de mecanizado por electroerosión [10,11] y en fresado de alta velocidad [12]. En actualización de modelos, el diseño de experimentos se puede utilizar para establecer un conjunto de valores iniciales de las variables de diseño que permita obtener una mejor correlación inicial con los datos experimentales, con lo que el resultado del subsiguiente proceso de actualización será más robusto.

El objetivo de este trabajo es analizar el resultado de la aplicación combinada de técnicas DoE y de actualización de modelos para obtener modelos de elementos finitos de máquinas-herramienta que reproduzcan lo más fielmente posible las características dinámicas de la máquina.

## 2. CARACTERÍSTICAS DINÁMICAS DE LA MÁQUINA

El estudio que se presenta en este trabajo se ha realizado en un centro de mecanizado horizontal de alta velocidad DS630 de DANOBATGROUP [13]. Se trata de una máquina-herramienta de tres ejes y se compone de cuatro módulos principales – bancada, columna, consola y carnero – que deslizan sobre guías lineales tipo rodillo y cuyo movimiento viene proporcionado por un motor lineal y dos husillos de bolas accionados por servomotores.

En primer lugar, se ha definido un modelo EF de la máquina de 14980 elementos. La mayor parte de la máquina está formada por placas de pequeño espesor formando celdas que conforman la estructura, por lo que en el modelo de EF predominan los elementos tipo cáscara. Las partes estructurales que no tienen pequeño espesor se han modelizado empleando elementos tipo sólido. Para modelizar la conexión entre diferentes componentes y la conexión a la cimentación se han seleccionado elementos tipo muelle. El modelo se ha completado empleando masas concentradas para motores y cabezal.

Los elementos cáscara empleados han sido de cuatro nudos y los elementos sólido han sido de ocho nudos. Estos elementos proporcionan una gran precisión en cálculos dinámicos con un coste computacional razonable [14]. El modelo de EF contempla los cuatro módulos mencionados anteriormente, tal como se muestra en la Figura 1.

La conexión entre diferentes componentes de la máquina se realiza mediante guías lineales, y el movimiento relativo mediante husillos de bolas conectados a servomotores (columna-consola y consola-carnero), mientras que en el caso del movimiento de la bancada sobre la columna, se utiliza un motor lineal. Las guías lineales se han modelado utilizando elementos tipo muelle debido a que estos elementos permiten asignar valo-

res altos de rigidez en las dos direcciones perpendiculares al movimiento de la guía y valores muy bajos de rigidez en la dirección del movimiento, lo que se asemeja al comportamiento real de las guías [15, 16]. Los valores seleccionados se han basado en las curvas de rigidez proporcionadas por el fabricante [17]. Los husillos de bolas aportan rigidez únicamente en la dirección del movimiento [15], por lo que se han modelizado también mediante elementos tipo muelle teniendo en cuenta esta característica. Asimismo, los elementos tipo muelle también se han empleado con éxito para caracterizar las uniones a la cimentación [16, 18], por lo que han sido los elementos seleccionados en su modelización. Finalmente, en los motores y cabezal se han empleado masas concentradas debido a que tienen alta rigidez y, por tanto, son poco deformables, considerando así su contribución inercial sin la necesidad de realizar una modelización exhaustiva [19]. La tabla I muestra los valores de rigidez y masas concentradas seleccionadas junto con las propiedades del material empleado.

Como se ha comentado previamente, el objetivo de este trabajo es desarrollar un procedimiento para mejorar el modelo de EF de la máquina. Para dar generalidad al desarrollo realizado, esta mejora se tiene que ver reflejada en diferentes configuraciones geométricas de la máquina, ya que los diferentes módulos mostrados en la figura 1 tienen posibilidad de movimiento relativo entre ellos. Por tanto, con la idea de no limitar los resultados a una única configuración, se han analizado las dos configuraciones de la máquina mostradas en la figura 2. Cada configuración se describe mediante tres letras con la siguiente codificación: la primera letra indica la posición de la columna sobre la bancada en el eje X, la segunda letra indica la posición de la consola dentro de la columna en el eje Y, y la última letra

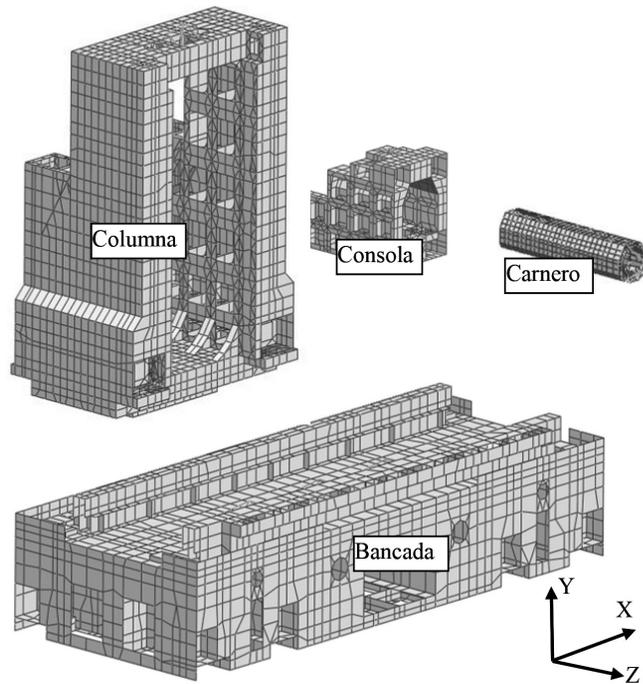


Fig 1: Modelo EF de la máquina

indica la posición del carnero dentro de la consola en el eje Z. Así, la configuración DCC se refiere a la columna situada en la posición Derecha, la consola en la posición Central y el carnero en la posición Central. La configuración CCA tiene la columna en posición Central, la consola en posición Central y el carnero en posición Adelantada. En la configuración DCC, la salida del carnero es de 615.00 mm, mientras que en la configuración CCA esta salida es de 765.25 mm. En trabajos anteriores [20] se ha demostrado que este cambio en la posición del carnero aumenta considerablemente la flexibilidad de la máquina.

**2.1. CARACTERÍSTICAS DINÁMICAS. MODELO NUMÉRICO**

En varias pruebas de corte realizadas por Iglesias et al. [20], se concluyó que para diferentes configuraciones geométricas de la máquina objeto de estudio las

frecuencias de chatter se producían por debajo de los 120 Hz. Por tanto, el rango de frecuencias de interés se ha establecido entre los 10 Hz y los 120 Hz, y este trabajo se centrará en los modos de vibración que se encuentren en ese rango. Las frecuencias naturales obtenidas a partir de los modelos de elementos finitos para las dos configuraciones se muestran en la Tabla II.

**2.2. CARACTERÍSTICAS DINÁMICAS. MODELO EXPERIMENTAL**

Además, se han determinado experimentalmente las características dinámicas del centro de mecanizado. Para ello, se ha llevado a cabo un análisis modal experimental con una excitación de tipo impacto mediante martillo instrumentado. Las condiciones de ensayo han correspondido a una configuración in situ de la máquina, empleando un martillo modelo

Parámetro	Valor	Descripción
Rigidez X,Y, Z	750,1200,750 N/μm	Uniones bancada-cimentación
Rigidez X,Y, Z	1,720,750 N/μm	Unión bancada-columna (guía)
Rigidez X,Y, Z	720,1,750 N/μm	Unión columna-consola (guía)
Rigidez X,Y, Z	560,750,1 N/μm	Unión consola-carnero (guía)
Rigidez Y	176.7 N/μm	Husillo de bolas
Rigidez Z	172.7 N/μm	Husillo de bolas
E,ρ	125 GPa, 7100 kg/m <sup>3</sup>	Módulo de elasticidad (E) y densidad ( ρ )
Masa concentrada	120 kg	Motor + acoplamiento
Masa Concentrada	5 kg	Cabezal
Masa Concentrada	100 kg	Servomotor Y
Masa concentrada	100 kg	Servomotor Z

Tabla I: Valores de los parámetros del modelo de EF

PCB 086D20. Las respuestas se han medido utilizando acelerómetros triaxiales en 75 puntos, obteniéndose 225 funciones de respuesta en frecuencia (FRF) por cada dirección de excitación. El modelo de acelerómetro utilizado ha sido PCB 356A17. La geometría definida para el ensayo se muestra en la figura 3 para la configuración CCA. La fuerza de impacto se ha aplicado en un punto extremo del carnero en las direcciones X e Y, tal como se indica en la misma figura. Para la configuración DCC se ha utilizado un procedimiento similar.

La adquisición de señales se ha realizado con el sistema de adquisición de datos PULSE LAN XI. En ambas configuraciones se han obtenido los parámetros dinámicos del sistema mediante el método de estimación en el dominio de la frecuencia Polymax [21]. Debido a que en esta máquina hay varios modos relativamente cercanos y con un amortiguamiento importante, el proceso ha requerido un análisis detallado para determinar los modos de vibración realmente válidos (Tabla III).

### 2.3. COMPARACIÓN ENTRE MODELOS NUMÉRICOS Y EXPERIMENTALES

En este apartado, se estudia la correlación entre los modelos experimentales y numéricos para las configuraciones consideradas. Es muy importante evaluar esta correlación, puesto que es el punto de partida del proceso de actualización que permitirá obtener modelos numéricos que representen el comportamiento dinámico real de la máquina.

En primer lugar, es necesario establecer la correlación geométrica entre los modelos (sistemas de referencia y unidades). A continuación, se analiza la correlación entre parámetros dinámicos de

los modelos, para lo que se ha utilizado el *Modal Assurance Criterion* (MAC) [22]. Este criterio muestra el grado de lineali-

dad entre dos modos de vibración, y puede variar entre 0 y 100, indicando un valor cercano a 100 que la correspondencia en-

Configuración	f <sub>1</sub> [Hz]	f <sub>2</sub> [Hz]	f <sub>3</sub> [Hz]	f <sub>4</sub> [Hz]	f <sub>5</sub> [Hz]	f <sub>6</sub> [Hz]
DCC	35.3	60.9	68.7	72.8	89.7	110.7
CCA	36.0	53.1	61.7	70.8	82.6	107.6

Tabla II: Frecuencias naturales iniciales [Hz] de los modelos de EF

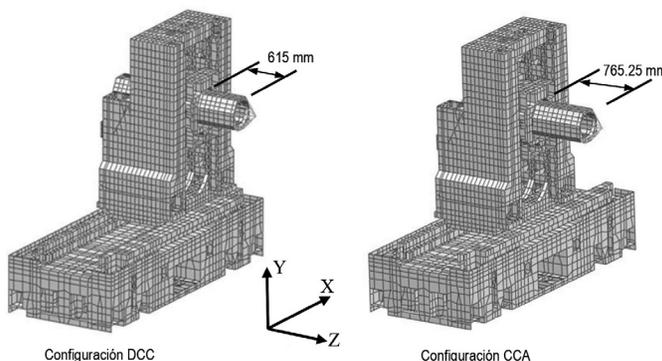


Fig. 2: Configuración DCC (Derecha, Central, Central) y CCA (Central, Central, Adelantado)

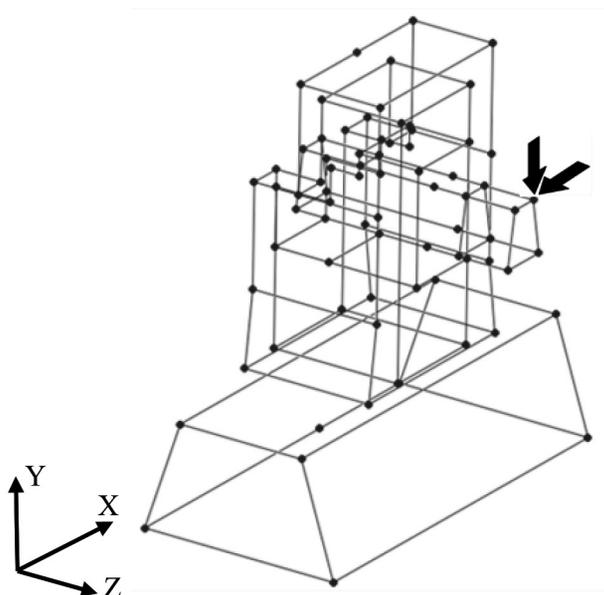


Fig. 3: Geometría del modelo experimental (CCA)

Configuración	f <sub>1</sub> [Hz]/ξ (%)	f <sub>2</sub> [Hz]/ξ (%)	f <sub>3</sub> [Hz]/ξ (%)	f <sub>4</sub> [Hz]/ξ (%)	f <sub>5</sub> [Hz]/ξ (%)	f <sub>6</sub> [Hz]/ξ (%)
DCC	33.7/4.8	60.5/3.3	65.9/6.0	77.2/5.4	84.0/5.1	106.5/3.3
CCA	34.6/5.5	52.4/7.1	57.0/3.6	75.3/1.7	79.2/6.1	98.9/2.3

Tabla III: Frecuencias naturales y ratios de amortiguamiento "ξ" experimentales

CCA						DCC					
Modo EF	Frec. (Hz)	Modo exp.	Frec. (Hz)	Dif. (%)	MAC (%)	Modo EF	Frec. (Hz)	Modo exp.	Frec. (Hz)	Dif. (%)	MAC (%)
1	36.0	1	34.6	4.0	94.5	1	35.3	1	33.7	4.7	96.5
2	53.1	2	52.4	1.3	79.5	2	60.9	2	60.5	0.7	98.9
3	61.7	3	57.0	8.2	88.8	3	68.7	3	65.9	4.2	76.2
4	70.8	4	75.3	-6.0	68.7	4	72.8	4	77.2	-5.7	87.4
5	82.6	5	79.2	4.3	74.6	5	89.7	5	84.0	6.8	90.7
6	107.6	6	98.9	-2.4	71.7	6	110.7	6	106.5	3.9	69.4

Tabla IV: Diferencias entre frecuencias naturales y valores MAC

tre los modos es muy elevada. La tabla IV muestra las diferencias entre los modelos EF y experimental para los valores de las frecuencias naturales y el MAC en las dos configuraciones (CCA y DCC).

En la tabla IV, en la configuración CCA se puede observar que la diferencia media entre las frecuencias naturales es del 4.4% y el valor medio del MAC es del 79.7%. Los modos de vibración 1, 2 y 3 presentan valores MAC cercanos o superiores al 80%, y los modos 4, 5 y 6 valores MAC entre 68% y 75%. No obstante, se observan diferencias significativas en las frecuencias naturales, indicio de la necesidad de ajustar el modelo EF.

En el caso de la configuración DCC, se observa una correlación ligeramente mejor que en la anterior. La diferencia media de frecuencias es del 4.3% y el valor medio del MAC es del 86.5%. Los modos de vibración 1, 2, 4 y 5 presentan valores MAC mayores que 87%, y los modos 3 y 6 valores MAC entre 69% y 76%. No obstante, existen diferencias entre las frecuencias obtenidas en el modelo numérico y experimental, de hasta el 6.8%. Estos resultados confirman que es necesario mejorar el modelo EF para ambas configuraciones.

### 3. MEJORA DEL MODELO DE EF

#### 3.1. SELECCIÓN DE VARIABLES DE DISEÑO

El primer paso en la mejora del modelo de EF consiste en seleccionar las variables de diseño susceptibles de modificación. Aunque existe una gran cantidad de parámetros de diseño a considerar en este centro de mecanizado, las principales incertidumbres en el modelo EF se concentran en:

- los valores de rigidez asignados a los elementos que modelan los sistemas de guiado de los componentes principales de la máquina- herramienta,
- los valores de rigidez en los elementos que simulan los pernos de anclaje

que unen la máquina-herramienta a la cimentación,

- la posición geométrica y contribución inercial de los servomotores, motor lineal y cabezal, que se modelan como masas concentradas, y
- las propiedades de los materiales del centro de mecanizado fabricados en fundición.

Ahora bien, el análisis visual de los modos de vibración muestra que sus movimientos se deben principalmente a la flexibilidad de los elementos de conexión entre componentes de la máquina, así como de las uniones a la cimentación. Por tanto, se han descartado las propiedades de los materiales y las contribuciones inerciales como variables de diseño candidatas a ser modificadas.

#### 3.2. DISEÑO DE EXPERIMENTOS (DOE)

En el apartado anterior, las posibles variables de diseño a mejorar se han reducido de cuatro a dos grupos. Sin embargo, su número sigue siendo elevado: tres valores de rigidez en las uniones a la cimentación y seis valores de rigidez - correspondientes a las direcciones perpendiculares al movimiento de las tres guías lineales -, para las uniones entre los módulos del centro de mecanizado (Tabla I). Además, estas últimas presentan grandes incertidumbres debido a que un elemento complejo como una guía lineal se modela mediante un elemento simple como un muelle. Y aunque el fabricante proporciona las curvas de rigidez de las guías, éstas muestran valores cambiantes en función de la carga aplicada, que también es variable a lo largo del movimiento operativo del centro de mecanizado. Los valores que se muestran en la tabla I para estas conexiones son valores medios obtenidos de dichas gráficas.

Por otra parte, cualquier procedimiento de actualización precisa establecer valores iniciales adecuados para las variables de diseño. Para ello, en este trabajo

se ha empleado el Diseño de Experimentos (DoE), y en concreto, el criterio-D [23] para seleccionar la óptima combinación de valores de las variables de diseño.

En este punto es necesario agrupar las variables de diseño, ya que nueve parámetros de rigidez es un número excesivo para aplicar de forma efectiva el criterio-D, ya que este criterio pierde efectividad a medida que se aumenta el número de variables implicadas.

El primer grupo de variables elegido ha sido el correspondiente a los tres valores de rigidez de los elementos que modelizan los pernos de anclaje, cuyos valores iniciales se han establecido en el apartado 2. En este caso, la aplicación del Diseño de Experimentos pretende determinar si una pequeña variación en los valores de la rigidez mejoraría los resultados de correlación. El límite inferior se ha tomado como 750 N/μm y el límite superior como 1000 N/μm, para KX (rigidez horizontal) y KZ (rigidez transversal), mientras que para la rigidez vertical (KY) el rango ha oscilado entre 1000 N/μm y 1400 N/μm. Estos valores límite se han seleccionado en base a la experiencia de DANOBAT y con la ayuda de ensayos previos. A continuación, utilizando el criterio-D se han realizado 500 pruebas de combinación de valores de estas tres variables, y de ellas se han seleccionado 50 muestras D-óptimas. Tras el proceso de reanálisis de los 50 modelos generados, no se ha observado ninguna mejora en la correlación entre modelos, por lo que los valores iniciales de la rigidez en estos elementos se han considerado adecuados.

Este procedimiento se ha repetido para el resto de parámetros de rigidez (entre módulos de la máquina). Los límites inferior y superior de cada variable, en principio se han extraído de las curvas proporcionadas por el fabricante de las guías lineales [17]. En el caso de las conexiones columna-bancada, y consola-columna, que están realizadas mediante la misma guía lineal, se han tomado los valores 250 N/μm y 1125 N/μm para la rigidez perpen-

CCA						DCC					
Modo EF	Frec. (Hz)	Modo exp.	Frec. (Hz)	Dif. (%)	MAC (%)	Modo EF	Frec. (Hz)	Modo exp.	Frec. (Hz)	Dif. (%)	MAC (%)
1	35.4	1	34.6	2.3	94.6	1	34.8	1	33.7	3.3	96.6
2	52.4	2	52.4	0.0	79.8	2	60.6	2	60.5	0.0	98.5
3	58.4	3	57.0	2.5	88.1	3	66.1	3	65.9	0.3	80.4
4	70.5	4	75.3	-6.4	68.1	4	71.2	4	77.2	-7.8	82.2
5	77.2	5	79.2	-2.5	76.0	5	83.8	5	84.0	-0.2	89.9
6	102.5	6	98.9	3.6	72.5	6	105.4	6	106.5	-1.0	68.5

Tabla V: Diferencias entre frecuencias y valores MAC después de aplicar DoE

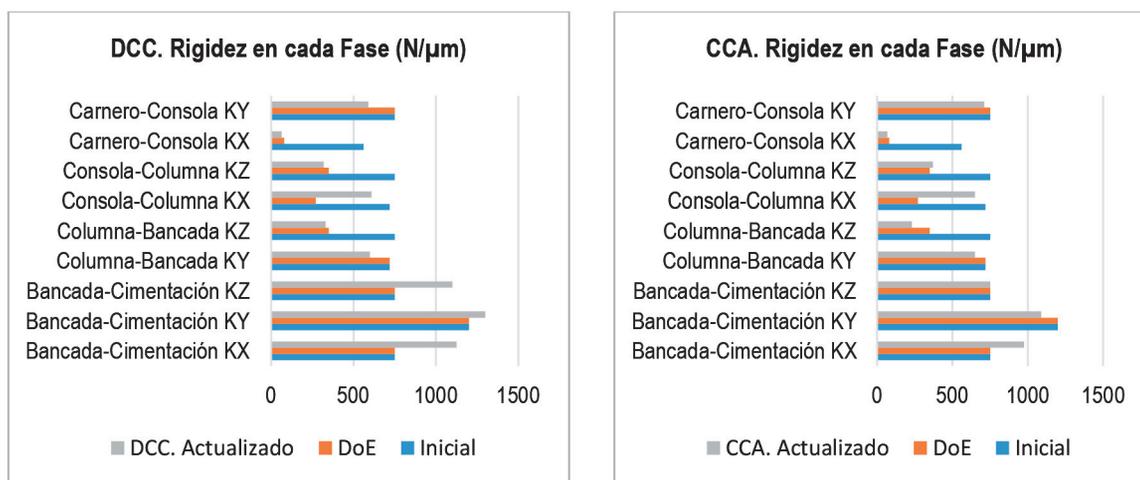


Fig. 4: Propiedades de rigidez de las uniones en las diferentes fases

dicular a la guía, mientras que para la rigidez transversal (en el plano de la guía) se han estimado 350 N/μm y 900 N/μm. Para la conexión carnero-consola, con una guía distinta de la anterior, estos límites han sido 70 N/μm y 900 N/μm, y 450 N/μm y 1000 N/μm, respectivamente.

Una vez seleccionadas las muestras D-óptimas y realizado el proceso de reanálisis, los resultados muestran una mejora de la correlación (Tabla V). En efecto, se ha conseguido reducir la diferencia media en frecuencias desde el 4.4% al 2.9% en la configuración CCA y desde el 4.3% al 2.1% en la configuración de DCC. No obstante, en ambos casos, el cuarto emparejamiento entre modos de vibración muestra todavía una gran diferencia de frecuencias. Además, apenas se han observado cambios en los valores MAC.

### 3.3. ACTUALIZACIÓN ITERATIVA BASADA EN EL ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

La siguiente fase del procedimiento consiste en la aplicación de técnicas de actualización para mejorar aún más el modelo EF. En concreto, se ha utilizado un método iterativo basado en el análisis de sensibilidad. En general, los métodos iterativos [24,25] buscan cambios óptimos

en propiedades específicas del modelo, como pueden ser la densidad, módulo de elasticidad, rigidez de las conexiones, etc., para minimizar las diferencias entre las respuestas numéricas y experimentales. En este trabajo, para llevar a cabo esta fase de actualización, se han seleccionado como variables de diseño a actualizar los valores de rigidez de los elementos de anclaje y conexión (ver sección 3.1) y como respuestas, las frecuencias naturales y los valores MAC entre modos correlados. En la Figura 4 se observa la evolución de los valores de la rigidez en las diferentes fases, mientras que la tabla VI muestra las nuevas diferencias entre las frecuencias de los dos modelos y los valores MAC para ambas configuraciones.

En la Figura 4 se observa que:

- La fase de actualización incrementa los valores de rigidez asignados a los elementos muelle que representan los pernos de anclaje, mientras que la fase inicial DoE no modificaba estos valores.
- Los valores de rigidez tras la fase DoE facilitan la convergencia en la actualización, puesto que en general son más cercanos a sus valores finales, constituyendo, por tanto, un buen

punto de partida para la segunda fase.

- Aunque los valores finales de rigidez entre las configuraciones no son iguales, las diferencias son asumibles, sobre todo en el caso de los sistemas de guiado. Además, en la mayoría de los casos, los valores obtenidos se encuentran en el rango proporcionado por las curvas del fabricante, y en los restantes prácticamente en los límites, por lo que se considera que se trata de valores perfectamente válidos.

Además, la tabla VI muestra como:

- Las diferencias medias entre las frecuencias de los dos modelos se han reducido considerablemente, hasta menos de la mitad de los valores iniciales. En el caso de la configuración CCA, la fase DOE casi había conducido a los resultados finales.
- Sin embargo, en el 4º modo de vibración persiste la diferencia con los resultados experimentales en ambas configuraciones (5.0% y 7.4%). No obstante, este resultado se puede considerar aceptable teniendo en cuenta la complejidad de la máquina.

CCA						DCC					
Modo EF	Frec. (Hz)	Modo exp.	Frec. (Hz)	Dif. (%)	MAC (%)	Modo EF	Frec. (Hz)	Modo exp.	Frec. (Hz)	Dif. (%)	MAC (%)
1	34.7	1	34.6	0.0	94.4	1	34.6	1	33.7	2.7	96.5
2	52.4	2	52.4	0.0	79.8	2	60.5	2	60.5	0.0	98.5
3	58.4	3	57.0	2.5	87.8	3	66.0	3	65.9	0.2	80.4
4	71.5	4	75.3	-5.0	66.2	4	71.5	4	77.2	-7.4	82.7
5	77.7	5	79.2	-1.9	75.8	5	83.7	5	84.0	-0.4	89.7
6	100.3	6	98.9	1.4	73.2	6	105.1	6	106.5	-1.3	69.3

Tabla VI: Diferencias entre frecuencias y valores MAC después de la actualización. Diferencia media entre frecuencias: 1.8%. Valor medio del MAC: 79.6% (CCA). Diferencia media entre frecuencias: 2.0%. Valor medio del MAC: 86.2% (DCC)

#### 4. CONCLUSIONES

En este artículo se presenta una metodología para mejorar los modelos de EF de máquinas-herramienta utilizando, en diferentes fases y de forma integrada, técnicas experimentales, estadísticas y numéricas. Es interesante destacar que en este estudio se ha trabajado con dos configuraciones geométricas de la máquina-herramienta para, de esta forma, poder disponer de una mejor perspectiva sobre el cambio de valores en las variables de diseño.

Los resultados confirman que la integración de las técnicas DoE y de actualización de modelos en base al análisis de sensibilidad proporciona modelos de EF mejorados que representan de forma adecuada el comportamiento dinámico de la máquina-herramienta. Se ha demostrado que las técnicas DoE proporcionan valores iniciales de las variables de diseño que facilitan la posterior fase de actualización. Incluso, en el caso de una de las configuraciones analizadas, los resultados alcanzados por medio de las técnicas DoE son bastante apropiados.

Por otro lado, las técnicas de actualización iterativa de modelos se basan en la minimización de una función de error entre las respuestas numéricas y experimentales. En este artículo se ha incluido en esa función de error tanto las frecuencias naturales como los valores MAC entre modos correlados y el resultado ha sido satisfactorio, puesto que la diferencia entre las frecuencias se ha reducido, manteniendo e incluso mejorando, en algunos casos, los valores MAC.

La metodología presentada se puede generalizar a cualquier máquina-herramienta de múltiples ejes y permite obtener modelos de EF mejorados mediante los que se podrá comprender mejor el funcionamiento del sistema en distintas situaciones de trabajo. Asimismo, estos modelos servirán como punto de partida para introducir modificaciones en el diseño y observar la respuesta del modelo antes de la introducción de esos cambios en la máquina real. De esta forma se podrá optimizar el diseño de la máquina, reducir los problemas de estabilidad y mejorar la calidad de las piezas acabadas.

#### PARA SABER MÁS

- [1] Ewins DJ. *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, 2ª Edición. Nueva York: John Wiley & Sons, 2001. 400p. ISBN: 978-0863802188
- [2] Maia NMM, Silva JMM. *Theoretical and Experimental Modal Analysis*. Nueva York: John Wiley & Sons, 1997. 488p. ISBN: 978-0863802089
- [3] Friswell MI, Mottershead JE. *Finite Element Model Updating in Structural Dynamics*, Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1995. 292p. ISBN: 978-0792334316
- [4] Janter T. Construction oriented updating of dynamic finite element models using experimental modal data, Leuven: Katholieke Universiteit Leuven, 1989.
- [5] Garitaonandia I, Fernandes MH, Albizuri J. "Dynamic model of a centerless grinding machine based on an updated FE model", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 48-7,8 p. 832-840. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmactools.2007.12.001>
- [6] Garitaonandia I, Fernandes MH, Hernandez-Vazquez JM et al. "Prediction of dynamic behavior for different configurations in a drilling-milling machine based on substructuring analysis", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 365 p. 70-88. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2015.12.012>
- [7] Bais RS, Gupta AK, Nakra BC et al. "Studies in dynamic design of drilling machine using updated finite element models", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 39-12 p. 1307-1320. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2004.05.022>
- [8] Houming Z, Chengyang W, Zhenyu Z. "Dynamic characteristics of conjunction of lengthened shrink-fit holder and cutting tool in high-speed milling", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 207-1,3 p. 154-162. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2007.12.083>
- [9] Montgomery DC. *Design and Analysis of Experiments*, 6ª Edición. Nueva York: John Wiley & Sons, 2012. 643 p. ISBN: 978-0471487357
- [10] Puertas I, Luis CJ, Alvarez L. "Analysis of the influence of the EDM parameters on surface quality, MRR and EW of WC-Co", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 153-154 p. 1026-1032. <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2004.04.346>
- [11] Haddad MJ, Tehrani AF. "Investigation of cylindrical wire discharge turning (CWEDT) of AISI D3 tool steel based on statistical analysis", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 198-1,3 p. 77-85. <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2007.06.059>
- [12] Vivanco J, Luis CJ, Costa L et al. "Optimal machining parameters selection in high speed milling of hardened steels for injection moulds", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 155-156 p. 1505-1512. <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2004.04.260>
- [13] Machinetools.com. Disponible online: <https://www.machinetools.com/es/models/danobat-ds630?btr=aHR0cHM6Ly93d3cubWFjaGluZXRvb2xzLmNvbS9lc9yb21wYW5pZXNvMTE2NS1kYW5vYmF0LWdyb3VwL21vZGVscz9wYWdlP TI0%3D> [acceso: 05/07/2018]
- [14] Hinchings D. (editor). *A Finite Element Dynamics Primer*. Glasgow: NAFEMS, 1992. 258 p. ISBN: 1-874376-05-0
- [15] Van Brussel H, Sas P, Németh I et al. "Towards a Mechatronic Compiler", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 6-1 p. 90-105. doi: 10.1109/3516.914395
- [16] Altintas Y, Brecher C, Weck M et al. "Virtual Machine Tool", *CIRP Annals Manufacturing Technology*, Vol. 54 p. 115-138. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmactools.2011.01.001>
- [17] Schaeffler Group. Disponible online: [http://medias.schaeffler.de/medias/en/hp.ec.br/pr/RUE.-E-HL\\*RUE55-E-HL](http://medias.schaeffler.de/medias/en/hp.ec.br/pr/RUE.-E-HL*RUE55-E-HL) [acceso: 05/07/2018]
- [18] Law M, Altintas Y, Phani AS. "Rapid evaluation and optimization of machine tools with position-dependent stability", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 68 p. 81-90. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmactools.2013.02.003>
- [19] Zhang G.P., Huang Y.M., Shi W.H., Fu W.P. "Predicting dynamic behaviours of a whole machine tool structure based on computer-aided engineering", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 43 p. 699-706. doi: 10.1016/S0890-6955(03)00026-9.
- [20] Iglesias A., Munoa J, Ciurana J. "Optimisation of face milling operations with structural chatter using a stability model based process planning methodology", *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 70-1,4 p. 559-571. doi 10.1007/s00170-013-5199-z
- [21] El-Katafy M, Guillaume P, Peeters B. "Modal parameter estimation by combining stochastic and deterministic frequency-domain approaches", *Mechanical System and Signal Processing*, Vol. 35-1,2 p. 52-68. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymsp.2012.08.025>
- [22] Allemang RJ. *Investigation of some multiple input/output frequency response experimental modal analysis techniques*, Cincinnati: University of Cincinnati, 1980.
- [23] De Aguiar PF, Bourguignon B, Khots MS et al. "D-optimal designs", *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems*, Vol. 30 p. 199-210. [https://doi.org/10.1016/0169-7439\(94\)00076-X](https://doi.org/10.1016/0169-7439(94)00076-X)
- [24] Fillod R, Lallement G, Piranda JP et al. "Parametric correction of regular non-dissipative finite-element models". En Sas P (ed). *Proceedings of the 11th International Seminar on Modal Analysis*. Leuven: Katholieke Universiteit Leuven, 1986.
- [25] Janter T, Heylen W, Sas P. "QA-model updating". En Sas P (ed). *Proceedings of the 13th International Seminar on Modal Analysis*. Leuven, Katholieke Universiteit Leuven, 1988.

#### AGRADECIMIENTOS

Los autores quieren mostrar su agradecimiento a la Universidad del País Vasco UPV/EHU (PPGA17/04 y US17/16), y al Ministerio de Economía y Competitividad (DPI2016-74845-R) por su financiación. También agradecen el apoyo del Centro de Fabricación Avanzada Aeronáutica (CFAA), y en especial a su director, Luis Norberto López de Lacalle.