

TESIS DOCTORAL

MEJORA DE MODELOS DINÁMICOS DE MÁQUINA-HERRAMIENTA MEDIANTE LA APLICACIÓN DEL ACOPLAMIENTO DE RECEPTANCIAS INVERSO PARA LA CARACTERIZACIÓN DE UNIONES

Presentada por

D. Jon Ander Ealo Muñoz

en el

Dpto. de Ingeniería Mecánica

para la obtención del grado de

Doctor Ingeniero Industrial

Dirigida por

Prof. Dra. Dña. María Helena Fernandes Rodrigues

Dr. D. Jokin Muñoz Gorostidi

Bilbao, Octubre de 2019

TESIS DOCTORAL

**MEJORA DE MODELOS DINÁMICOS DE MÁQUINA-HERRAMIENTA
MEDIANTE LA APLICACIÓN DEL ACOPLAMIENTO DE RECEPTANCIAS
INVERSO PARA LA CARACTERIZACIÓN DE UNIONES**

Presentada por

D. Jon Ander Ealo Muñoz

en el

Dpto. de Ingeniería Mecánica

para la obtención del grado de

Doctor Ingeniero Industrial

Dirigida por

Prof. Dra. Dña. María Helena Fernandes Rodrigues

Dr. D. Jokin Muñoz Gorostidi

Bilbao, Octubre de 2019

Agradecimientos

Han pasado unos largos e intensos años desde el inicio de esta tesis y muchas personas han colaborado, aun sin saberlo, en su desarrollo. Por lo que quiero con estas líneas expresar mi agradecimiento y cariño a todos ellos.

En primera instancia, quiero agradecer al grupo de investigación de dinámica de estructuras del Departamento de Ingeniería Mecánica por haber apoyado este trabajo. Ellos me han enseñado todo lo que se del complejo mundo del comportamiento dinámico de la máquina-herramienta y han dedicado su tiempo y esfuerzo para que esto haya salido adelante. Por ello, doy las gracias a María Helena Fernandes Rodrigues, Jokin Muñoa Gorostidi, Jesús María Hernández-Vázquez y sobre todo a Iker Garitaonandia Areitio. Iker cumplió una encomiable labor como director de esta tesis hasta 2018 y dejó un recuerdo imborrable en todos nosotros. Su apoyo personal fue incalculable y su pérdida dolorosa.

No me puedo olvidar de mis compañeros del Centro de Fabricación Avanzada Aeronáutica en estos últimos años: Asier, Adrián, Izaro, Silvia, Rober, Iker, Diego, Jonan, Octavio, Haizea, Berti, Edu, Razvan... Y aunque son muchos más, no me puedo extender todo lo que me gustaría.

He de reconocer que he necesitado muchísimo apoyo anímico para superar los malos momentos durante este tiempo. Mi más sincero agradecimiento a mis aitas, mis aitites, mi pareja Carmina y mis amigos que siempre han estado ahí, apoyándome en los momentos más duros.

Incluyo en estos agradecimientos a Aintzane, Ángela, Arkaitz, Igor y Merisha que ya no veo tanto pero que estuvieron ahí cuando lo necesité, y que espero les vaya genial.

Ahora me toca a mí devolver todo lo que me habéis aguantado.

Muchas gracias a todos,

Jonan

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS	XI
-------------------------	----

ÍNDICE DE TABLAS.....	XVII
-----------------------	------

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. <i>Introducción</i>	3
1.2. <i>Limitaciones y retos actuales</i>	6
1.3. <i>Motivación</i>	18
1.4. <i>Objetivos</i>	19
1.5. <i>Organización</i>	21
2. ANTECEDENTES DE LA MODELIZACIÓN NUMÉRICA DE UNIONES Y DE LAS TEORÍAS DE SUBESTRUCTURAS	23
2.1. <i>Introducción</i>	25
2.2. <i>Modelos Virtuales de Máquina Herramienta</i>	26
2.3. <i>Vibraciones en Máquina Herramienta</i>	31
2.4. <i>Uniones en Máquina Herramienta</i>	56
2.5. <i>Técnicas de acoplamiento de subestructuras</i>	66
2.6. <i>Análisis crítico del estado del arte</i>	97

3. DESARROLLO DEL MÉTODO DEL ACOPLAMIENTO DE RECEPTANCIAS INVERSO PARA LA CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE UNIONES.....	99
3.1. <i>Introducción</i>	101
3.2. <i>Desarrollo del método de acoplamiento de receptancias inverso.....</i>	104
3.3. <i>Aplicación del acoplamiento de receptancias inverso en estructuras de dos componentes.....</i>	116
3.4. <i>Conclusiones.....</i>	123
4. ESTUDIO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE UNIONES EN MÁQUINA-HERRAMIENTA... 	125
4.1. <i>Introducción</i>	127
4.2. <i>Diseño de accionamientos</i>	134
4.3. <i>Estudio experimental del comportamiento modal de uniones en estructuras máquina-herramienta.....</i>	144
4.4. <i>Estudio del comportamiento de los modos flexibles y de sólido rígido.....</i>	148
4.5. <i>Conclusiones.....</i>	151
5. APLICACIÓN Y VALIDACIÓN DEL MÉTODO DE ACOPLAMIENTO DE RECEPTANCIAS INVERSO EN UNA FRESADORA HORIZONTAL EN DIFERENTES CONFIGURACIONES.....	153
5.1. <i>Introducción</i>	155
5.2. <i>Definición del modelo de la máquina-herramienta DS-630</i>	157
5.3. <i>Aplicación práctica del método del acoplamiento de receptancias inverso.....</i>	161
5.4. <i>Aplicación de Craig-Bampton para la validación del método de acoplamiento de receptancias inverso</i>	165

5.5.	<i>Aplicación de Craig-Bampton para la reconfiguración de estructuras.....</i>	169
5.6.	<i>Conclusiones.....</i>	171
6.	CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS	173
6.1.	<i>Conclusiones.....</i>	175
6.2.	<i>Contribución.....</i>	177
6.3.	<i>Líneas futuras.....</i>	179
	BIBLIOGRAFÍA.....	181

Símbolos

Símbolo	Descripción
ω	Frecuencia
t	Tiempo
$[M_{sis}]$	Matriz de masas del sistema
$[K_{sis}]$	Matriz de rigidez del sistema
$[C_{sis}]$	Matriz de amortiguamiento del sistema
$\{\bar{X}\}$	Vector de amplitud de la respuesta
$[\omega_r]$	Matriz diagonal de frecuencia naturales del sistema
$[\Psi_r]$	Matriz de modos de vibración del sistema
m	Masa de un sistema de un grado de libertad
c	Amortiguamiento de un sistema de un grado de libertad
k	Rigidez de un sistema de un grado de libertad
$\{f(t)\}$	Vector fuerzas exteriores en función del tiempo
$\{x(t)\}$	Vector respuesta del sistema en función del tiempo
$\{F\}$	Vector de fuerzas del sistema
$[\alpha(\omega)]$	Matriz de receptancias de la unión en función de la frecuencia
$[H(\omega)]$	Matriz de receptancias de la unión en función de la frecuencia
V_c	Velocidad de corte
f	Avance en punta de herramienta
a_p	Espesor axial de viruta
a_e	Espesor radial de viruta
N	Velocidad de giro cabezal
Z	Número de filos de herramienta
P_{cr}	Carga crítica de pandeo
E	Módulo de Young

I_{min}	Momento de inercia mínimo de una viga
L_e	Longitud viga equivalente
$\{X(w)\}$	Vector respuesta en función de la frecuencia
$\{F(w)\}$	Vector excitación en función de la frecuencia
$\{H_{ij}\}$	Vector de receptancia experimentales medida en el grado de libertad i y excitada en el grado j
$\{h_{ij}\}$	Vector de receptancia numéricas en el grado de libertad i y excitada en el grado j
$[m_r]_{M \times M}$	Matriz de masas modales de dimensión MxM
$[k_r]_{M \times M}$	Matriz de rigidices modales de dimensión MxM
$[\Phi]_{N \times M}$	Matriz de modos normalizados de dimensiones MxN
$\{U_A^A\}$	Vector de desplazamientos de los grados de libertad del componente A
$\{\dot{U}_A^A\}$	Vector de velocidad de desplazamientos de los grados de libertad del componente A
$\{\ddot{U}_A^A\}$	Vector de aceleración de desplazamientos de los grados de libertad del componente A
$\{U_R^A\}$	Vector de desplazamientos de los grados de libertad frontera del componente A
$\{U_L^A\}$	Vector de desplazamientos de los grados de libertad elásticos del componente A
$\{q_m^A\}$	Vector de desplazamientos de los grados de libertad modales del componente A
$[M_{AA}^A]$	Matriz de masas de los grados de libertad físicos del componente A
$[C_{AA}^A]$	Matriz de amortiguamiento de los grados de libertad físicos del componente A
$[K_{AA}^A]$	Matriz de rigidez de los grados de libertad físicos del componente A
$\{F_A^A\}$	Vector de fuerzas exteriores aplicada de los grados de libertad físicos el componente A
$[B^A]$	Matriz de modos restringidos del componente A

$[\phi^A]$	Matriz de modos de base fija del componente A
$[\phi_R^A]$	Matriz de transformación que relaciona el desplazamiento de sólido rígido de los grados de libertad frontera (U_R^A) con el desplazamiento de los grados de libertad elásticos (U_L^A) del componente A
$[\phi_L^A]$	Matriz de transformación que relaciona los grados de libertad modales (q_m^A) con el desplazamiento de los grados de libertad elásticos (U_L^A) del componente A
$[M_{BB}^A]$	Matriz de masas de Guyan de los grados de libertad frontera del componente A
$[M_{Bm}^A]$	Matriz de masa <i>Coupling</i> de los grados de libertad frontera del componente A
$[K_{BB}^A]$	Matriz de rigidez de Guyan de los grados de libertad frontera del componente A
c_i	Denominación del componente i
J_j	Denominación de unión j
p	Grado de libertad p de un componente
n_j	Número de total de puntos de contacto del componente j
$f_{j c_i^p}$	Fuerzas aplicadas al grado de libertad p , perteneciente al componente c_i para el cálculo de la unión j
$[H_j^I]$	Matriz de receptancias de la unión j
$[H_{j^{n_j}}^I]$	Submatriz de receptancias del punto de contacto n_j en la unión j
$k_{j^{n_j}x}$	Rigidez en la dirección x del elemento perteneciente al punto de contacto n_j en la unión j
$\{x_{j c_i^I}\}$	Desplazamientos de los grado de libertad del contacto I , perteneciente al componente c_i para el cálculo de la unión j
$\{\Delta x_{j c_i^I}\}$	Deformación de los grado de libertad del contacto I , perteneciente al componente c_i para el cálculo de la unión j
$f_{j c_i}$	Fuerza de excitación en el componente c_i para identificar la unión j
K_x	Rigidez del elemento de unión en dirección x
K_y	Rigidez del elemento de unión en dirección y

K_z	Rigidez del elemento de unión en dirección z
L	Longitud del husillo
$R_{accionamiento}$	Rigidez total del accionamiento
$R_{transmisión}$	Rigidez de la transmisión perteneciente al accionamiento
$R_{Husillo}$	Rigidez del husillo perteneciente al accionamiento
R_{tuerca}	Rigidez de la tuerca perteneciente al accionamiento
$R_{rodamiento}$	Rigidez del rodamiento perteneciente al accionamiento

Abreviaturas

MEF/FEM	Métodos de elementos finitos
FEA	Análisis por elementos finitos
EF	Elementos finitos
AME	Análisis modal experimental
HSM	Mecanizado de alta velocidad
FRF	Función de respuesta en frecuencia
FFT	Transformada rápida de Fourier
HSS	Acero rápido
CBN	Nitruro de boro cúbico
PCD	Diamante policristalino
MAC	Modal Assurance Criterion
RCSA	Método de acoplamiento de receptancias
IRCSA	Método de acoplamiento de receptancias inverso
CNC	Control numérico computarizado
TCP	Centro de punta de herramienta
SDM	<i>Structural Dynamic Modification</i>
SCA	Análisis de acoplamiento estructural
CMS	Síntesis modal de componentes
CB	Método de Craig-Bampton
GDL/DOF	Grado de libertad
TDOF	Grado de libertad traslacional
RDOF	Grado de libertad rotacional

Índice de figuras

<i>Fig. 1. Ciclo de diseño de una máquina herramienta moderna mediante prototipos virtuales [1].....</i>	<i>4</i>
<i>Fig. 2. Materiales usados en herramientas de corte</i>	<i>7</i>
<i>Fig. 3. Temperatura de mecanizado en fresado a altas velocidades de corte [4].....</i>	<i>8</i>
<i>Fig. 4. a) Husillos de alta frecuencia disponibles en el mercado; b) Perfil de potencia de las fresadoras [4].</i>	<i>9</i>
<i>Fig. 5 Impacto total de una fresadora [5].....</i>	<i>9</i>
<i>Fig. 6. Influencia de las uniones en el amortiguamiento global de la máquina herramienta [8]</i>	<i>11</i>
<i>Fig. 7. Diferentes sistemas de guía lineal: Amortiguamiento vs Precisión.....</i>	<i>11</i>
<i>Fig. 8. Mejora de modelos dinámicos [11].....</i>	<i>13</i>
<i>Fig. 9. Rigidez constante vs Rigidez variable basada en [8].....</i>	<i>16</i>
<i>Fig. 10. Variación de la receptancia o flexibilidad dinámica para una fresadora universal con carnero [23].</i>	<i>17</i>
<i>Fig. 11. Diferencia entre el proceso de diseño tradicional y el de "Virtual Prototyping" [1]</i>	<i>27</i>
<i>Fig. 12. Ciclo general del análisis dinámico.....</i>	<i>28</i>
<i>Fig. 13. Modelo de elementos finitos de una estructura máquina-herramienta</i>	<i>28</i>

Fig. 14. Cálculo del empañamiento entre herramienta y pieza a partir del modelo CAM [30].....	29
Fig. 15. Vibraciones en la trayectoria de mecanizado	33
Fig. 16. (a) Mal acabado superficial por vibraciones autoexcitadas en INCONEL 718 (b) superficie afectada bajo el microscopio óptico y (c) rotura de la superficie de desprendimiento de plaquita cerámica redonda	34
Fig. 17. Vibración forzada vs vibración autoexcitada [6].....	35
Fig. 18. Diagrama de bloques del chatter regenerativo [9].....	36
Fig. 19. Modos críticos que se auto excitan en procesos de fresado [11]	37
Fig. 20. Diagrama de lóbulos para determinar condiciones de corte estables.....	39
Fig. 21. (a)Mal acabado por vibración producida durante el mandrinado y (b) posterior escariado en Inconel 718.....	39
Fig. 22. Relación entre el límite de jerk y la frecuencia natural de la estructura de máquina. [62]	41
Fig. 23. Acabado superficial en mecanizado de alta velocidad(a) marcas de baja frecuencia a 18Hz después de cambio de dirección con Jerk=6m/s ³ y (b) Superficie sin marcas con Jerk=1m/s ³	42
Fig. 24. Acabado superficial en mecanizado de alta velocidad. Marcas generadas a 18Hz, debidas a una entrada agresiva, y relacionadas con modos de estructura de máquina.....	42
Fig. 25. Esquema vibraciones forzadas en fresado [10]	43
Fig. 26. Parámetros dinámicos fresadora vertical [8].....	49

Fig. 27. FRFs experimentales [43].....	50
Fig. 28. Diseño de husillos mediante Spindle Pro®	53
Fig. 29: Modelos de elemento finito de la estructura de fresadora Gantry y modo estructural que limita la capacidad de corte de grandes desbastes	54
Fig. 30. Modelo muelle amortiguador	56
Fig. 31. Variables que la depende la rigidez según Yoshimura [93].....	58
Fig. 32. Montaje de guías/patines Scheeberger sobre bancada.....	59
Fig. 33. Curva fuerza/deformación estática axial de guías lineales a rodillos MRW 45 de Schneeberger [104].....	59
Fig. 34. Modelización mediante el contacto de fricción de la intercara [15]	60
Fig. 35. Tipos de metodología y características.....	63
Fig. 36. Discretización de unión patín-raíl en sistemas de guiado por medio de elementos finitos	64
Fig. 37. Clasificación de técnicas de acoplamiento de subestructuras de Ewins [125]	69
Fig. 38. Ensamblaje de componentes utilizando métodos de receptancias bidimensional [160].....	78
Fig. 39. (a) Unión atornillada (b) Modelo bidimensional de Schmitz.....	79
Fig. 40. Modelo de una estructura de dos solidos A y B y su unión.....	84
Fig. 41. Despiece de la Fresadora-Taladradora en Elementos Finitos [111].....	92

Fig. 42. Subconjunto bancada-columna	93
Fig. 43. Nodos de conexión y nodos de geometría	94
Fig. 44. Unión generalizada puntual.....	95
Fig. 45. Configuraciones geométricas ensayadas	95
Fig. 46. (a) Sistema patín-rail. (b) Guiado mediante conjunto 4 patines y 2 railes (c) Área contacto rodillos de patín con raíl vista diagonal. (b) Vista frontal raíl.....	102
Fig. 47. a) Contacto puntual en la unión b) tres contactos en la superficie de una unión y momentos generados.....	105
Fig. 48. Configuración lineal de componentes de una estructura máquina-herramienta	106
Fig. 49. Unión J_j entre los componentes c_i and $c_i + 1$	106
Fig. 50. (a) Dos vigas atornilladas en condiciones libre-libre (b) diseño unión en elementos finitos	116
Fig. 51. Modelo de la estructura de vigas con unión fija	117
Fig. 52. Rigidez dinámica (azul) y rigidez estática (verde)	117
Fig. 53. Nodos utilizados en el análisis modal experimental.....	118
Fig. 54 (a) Taladradora-Fresadora BF20L Vario (b) columna-bancada (c) unión atornillada columna-bancada	119
Fig. 55. (a) Modelo elementos finitos bancada-columna (b) modelo unión A-B-C-D	120

Fig. 56. MAC entre los modos numéricos y experimentales	121
Fig. 57. (a) Fresadora horizontal DS-630 (b) modelo EF (c) emparejamiento modal del 1 ^{er} modo AME	128
Fig. 58. Componentes que forman DS-630: (a) Columna, (b) Consola, (c) Carnero y (d) Bancada	129
Fig. 59. (a) Husillo de accionamiento columna-consola, (b) sistema de guiado lineal de la unión bancada-columna.....	130
Fig. 60. (a) Adquisición con Pulse de Brüel & Kjaer y amplificador (b) célula carga Kistler Type 9212 y reloj comparador	131
Fig. 61 Analizador de señales OROS series 3 (c) acelerómetros triaxiales PCB 356A2 y un martillo PCB 086D20.....	133
Fig. 62. Accionamientos de la fresadora DS-630. (a) Accionamiento husillo a bolas unión consola-carnero (b) Accionamiento husillo a bolas unión consola-columna (c) Accionamiento lineal unión bancada-columna	134
Fig. 63. Accionamiento husillo a bolas (a) con ambos extremo fijo y acoplamiento, (b) con un extremo fijo, el otro móvil y acoplamiento	135
Fig. 64. (a) Modelo mecánico de los accionamientos de la fresadora DS-630 (b) Modelo simplificado de componentes.....	137
Fig. 65. Motor y transmisión polea-correa hasta eje de husillo	137
Fig. 66. Ensayos de medición de fuerzas en diferentes configuraciones y detalle de la posición de la regla y encoder enmarcada en azul y rojo respectivamente.....	139
Fig. 67. Posiciones de los accionamientos (a) Husillo Y extendido (b) husillo Y retraído (c) husillo Z extendido (d) husillo Z retraído.....	140

Fig. 68. Rigidez experimental de los accionamientos.....	141
Fig. 69. (a) Modelo carnero-consola (b) 4 contactos; (c) 8 contactos; (d) 16 contactos	145
Fig. 70. Frecuencia del primer modo de vibración con diferentes valores de rigidez en cada contacto.....	146
Fig. 71. Cálculo rigidez a 80Hz S_{80} y a 100Hz S_{100} para el modelo de cuatro contactos	147
Fig. 72. (a) 6 nuevos modos flexibles (b) modos flexibles desde el inicio.....	150
Fig. 73. (a) Configuración geométrica A (b) configuración geométrica B.....	157
Fig. 74. Unión bancada-columna (a) Bancada (b) Columna.....	158
Fig. 75. Modelo de uniones de fresadora DS-630.....	160
Fig. 76. Análisis modal DS-630 [10].....	160
Fig. 77. Método de acoplamiento de receptancias para unión carnero-consola.....	161
Fig. 78. Aplicación del procedimiento secuencial del acoplamiento de receptancias inverso.....	162
Fig. 79. Puntos de contacto en (a) 1º fase (b) 2º fase (c) 3º fase.....	163
Fig. 80. Medición de FRFs sobre (a) raíl y (b) patín.....	164
Fig. 81. Configuración A: (a) emparejamiento de nodos (b) puntos del análisis modal experimental (c) puntos de excitación del análisis modal experimental.....	167

Índice de tablas

<i>Tabla 1. Factores de influencia en el límite crítico de ancho de viruta [43]</i>	<i>38</i>
<i>Tabla 2. Características dinámicas de diversos modelos.....</i>	<i>51</i>
<i>Tabla 3. Denominación de FRFs dependiendo de sus magnitudes.....</i>	<i>72</i>
<i>Tabla 4. Valores de rigidez obtenidos</i>	<i>118</i>
<i>Tabla 5. Correlación modelo EF y estructura real.....</i>	<i>118</i>
<i>Tabla 6. Rigidez de los puntos de contacto de la unión diseñada.....</i>	<i>120</i>
<i>Tabla 7. Correlación entre resultados simulados y experimentales.....</i>	<i>121</i>
<i>Tabla 8. Tipología de elementos utilizados.....</i>	<i>127</i>
<i>Tabla 9. Especificaciones cinemáticas</i>	<i>129</i>
<i>Tabla 10. Ratio para diferentes rangos del conjunto célula de carga/amplificador</i>	<i>132</i>
<i>Tabla 11. Cálculo teórico de la RTransmisión en husillo Y y Z, y cálculo de la RAccionamiento teniendo en cuenta la variación de RHusillo</i>	<i>142</i>
<i>Tabla 12. Error cálculo RAccionamiento teórico frente a experimental.....</i>	<i>142</i>
<i>Tabla 13. Valores de MAC entre el modelo de 16 contactos y los otros dos.....</i>	<i>147</i>
<i>Tabla 14. Resultados de los primeros 20 modos del análisis modal al modelo de EF</i>	<i>149</i>
<i>Tabla 15. Nodos de la unión bancada-columna</i>	<i>158</i>

<i>Tabla 16. Nodos de la unión columna-consola</i>	<i>158</i>
<i>Tabla 17. Nodos de la unión consola-carnero</i>	<i>159</i>
<i>Tabla 18. Rigidez de los accionamientos en la configuración A y B</i>	<i>159</i>
<i>Tabla 19. Valores de rigidez obtenidos por el método IRCSA</i>	<i>164</i>
<i>Tabla 20. Rigideces de uniones de la estructura DS630</i>	<i>165</i>
<i>Tabla 21. Valores MAC y frecuencia del emparejamiento modal en configuración A</i>	<i>167</i>
<i>Tabla 22. Rigideces de uniones de la estructura DS630 en la configuración B</i>	<i>169</i>
<i>Tabla 23. Emparejamiento modal en la configuración B</i>	<i>169</i>

1. Introducción

1.1.Introducción

Los requerimientos de productividad (competitividad, reducción de costes), la necesidad de fabricar piezas de alta calidad, la presencia de nuevos materiales, etc. conllevan una mayor exigencia de rendimiento de las máquinas herramienta. El rendimiento de éstas está condicionado por distintos factores como son: la definición de parámetros de corte, la maquinabilidad del material y la influencia de fenómenos dinámicos adversos que den lugar a defectos en las piezas y que afectan la vida útil de los distintos componentes de las máquinas.

Para poder mejorar el comportamiento de las máquinas en términos de rentabilidad y competitividad, es necesario contar con técnicas o metodologías que permitan optimizar su diseño y predecir su comportamiento en operación. Estas técnicas pueden abarcar desde el estudio del comportamiento sobre prototipos, con el coste y la limitada flexibilidad que implica, y/o el desarrollo de modelos numéricos (virtuales), con mayor flexibilidad; pero que requieren un conocimiento exhaustivo de los procesos, de las características de los componentes de las máquinas y, en particular, de sus propiedades tanto estáticas como dinámicas.

Gracias a los avances tecnológicos en todas las áreas, pero especialmente a nivel de la informática y de la electrónica, en la actualidad, se cuenta con equipos con una elevada capacidad de cálculo, por lo que numerosos trabajos como los de Altintas et. al.[1,2] y Altintas y Aslan [3], se han dedicado al objetivo de obtener modelos virtuales de las máquinas que reflejen su comportamiento, adecuadamente, en todo el espacio de trabajo.

Entre los métodos utilizados para la obtención de modelos destaca el Método de los Elementos Finitos que, gracias al mejor conocimiento de las propiedades de los materiales y a las técnicas de correlación y actualización de modelos partiendo

de datos experimentales, particularmente, del Análisis Modal Experimental, da lugar a modelos cada vez más precisos (ver Fig. 1).

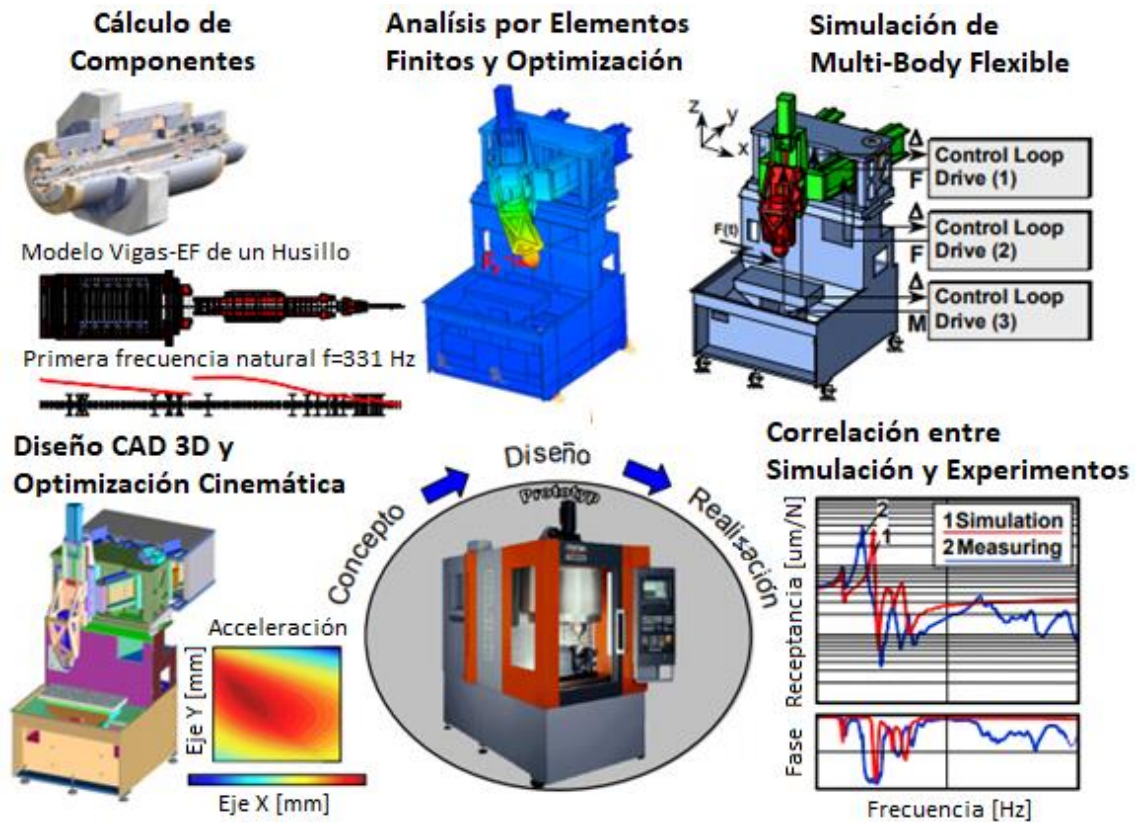


Fig. 1. Ciclo de diseño de una máquina herramienta moderna mediante prototipos virtuales [1]

Con las herramientas disponibles en la actualidad es posible construir un modelo virtual para simular en la fase de diseño el comportamiento de la máquina frente a diferentes problemas que limitan su funcionamiento. El presente trabajo pretende mejorar estos modelos, para que sean capaces de reflejar fielmente los problemas dinámicos que limitan la productividad de la máquina herramienta y que se puedan utilizar en el ciclo de diseño de máquina herramienta, dando lugar a un prototipo o gemelo virtual más fiable.

Finalmente, reseñar que, pese a que la tesis se ha centrado en fresado de modo que todos los ejemplos y elementos tratados están relacionados con fresadoras

universales o centros de fresa, los resultados obtenidos son extrapolables al resto de máquinas herramientas debido a que los problemas tratados son comunes para la mayoría de las máquinas herramienta.

1.2.Limitaciones y retos actuales

El enorme impacto económico del sector de la fabricación hace que haya una evolución continua en los procesos y máquinas que la componen. La presencia de tendencias como el ecodiseño junto con la incesante búsqueda de una mayor tasa de arranque o la necesidad de una mayor precisión, aumentan la necesidad de la utilización de modelos dinámicos de máquina. A continuación, se revisarán las implicaciones de algunas de estas tendencias:

1.2.1. Aumento en la capacidad de tasa de arranque

En los últimos años, la capacidad de arranque de las máquinas herramienta ha aumentado considerablemente y el desarrollo de la tecnología ha permitido el mecanizado de materiales de gran dureza. Una de las claves para este aumento en la tasa de arranque ha sido la generalización del mecanizado de alta velocidad (HSM), especialmente en aleaciones metálicas ligeras. Esto se basa en el hecho de que cuanto mayor es la velocidad de corte más fácilmente se corta. Es decir, las fuerzas específicas requeridas son menores. La aplicación de las técnicas del HSM ha requerido el desarrollo de herramientas de corte específicas, el diseño de electro husillos fiables para alta velocidad y estructuras de máquina de alta dinámica.

Los desarrollos recientes en la tecnología de materiales permiten aumentar las condiciones de corte y, en consecuencia, la carga de viruta. La mejora de las propiedades termomecánicas de las herramientas de corte ha supuesto un gran aumento de la tasa de eliminación de material. En estas últimas décadas se ha pasado de los aceros rápidos (HSS) al carburo, pasando por la cerámica y otros materiales superduros (Fig. 2).

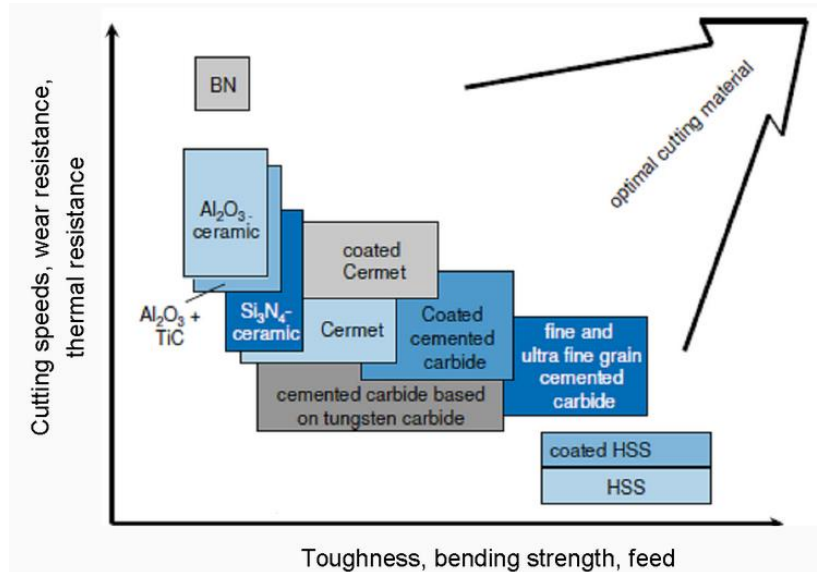


Fig. 2. Materiales usados en herramientas de corte

Desarrolladas alrededor de 1900, las herramientas de acero rápido (HSS) cortaban cuatro veces más rápido que los aceros al carbono que reemplazaron. El uso de recubrimientos, particularmente nitruro de titanio, permite que las herramientas HSS corten más rápido y duren más, ya que proporcionan una alta dureza superficial, resisten la corrosión y minimizan la fricción. En la industria actual, por una parte, las herramientas de carburo han reemplazado a las herramientas HSS en la mayoría de las aplicaciones. Estas herramientas de carburo y de carburo recubierto cortan entre 3 y 5 veces más rápido que el HSS. Igual que con el acero rápido (HSS), dos tercios de todas las herramientas de carburo están recubiertas, debido a su mayor vida útil y al que permiten un mecanizado más rápido. Por otra parte, las herramientas de corte de cerámica también han supuesto alcanzar grandes velocidades de corte al ser más duras y resistentes al calor que los carburos, aunque más frágiles. Consecuentemente, son muy adecuados para mecanizar hierro fundido, aceros duros y superaleaciones. Finalmente, se tienen las herramientas de materiales superduros, que se dividen en dos categorías: nitruro de boro cúbico (CBN) y diamante policristalino (PCD). El mayor inconveniente para el uso de estas herramientas es que su costo puede ser 30 veces mayor que el de un inserto de carburo, por lo que su uso se limita a

aplicaciones muy concretas en las que el gran valor de la pieza y su baja maquinabilidad justifica su uso. Estos avances han aumentado la exigencia sobre la dinámica de las estructuras con nuevos rangos de excitación y mayores requerimientos de rigidez y rapidez de máquina.

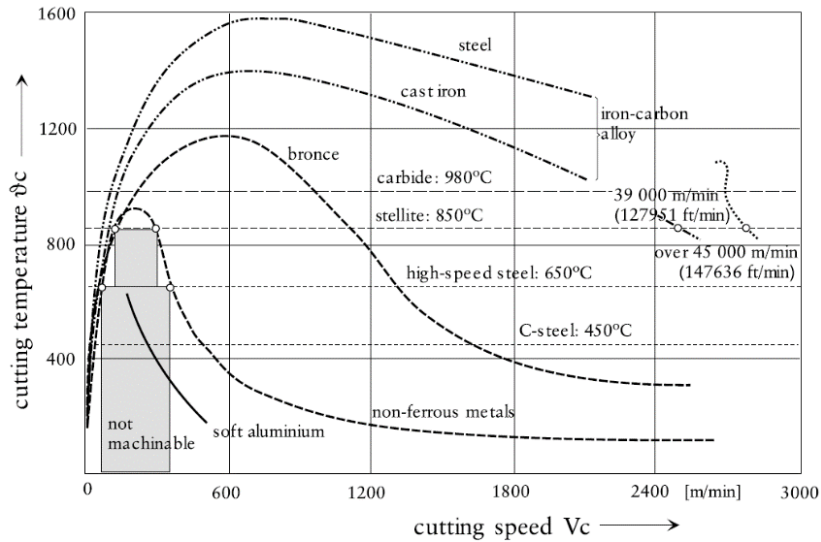


Fig. 3. Temperatura de mecanizado en fresado a altas velocidades de corte [4]

Hay que decir que la mayoría de los materiales ofrecen la posibilidad de aumentar las velocidades de corte sin problemas de temperatura de mecanizado [4] (ver Fig. 3). De esta manera, el desarrollo de los husillos de alta velocidad, a principios de los años 80, dio lugar a un aumento drástico de la productividad. Se puede esperar que la potencia de los husillos del motor disminuya al aumentar la velocidad de giro (Fig. 11a). Sin embargo, el gran aumento en la potencia nominal de las máquinas de nueva generación ha fomentado un crecimiento significativo del mecanizado de alta velocidad (HSM) (Fig. 4b)

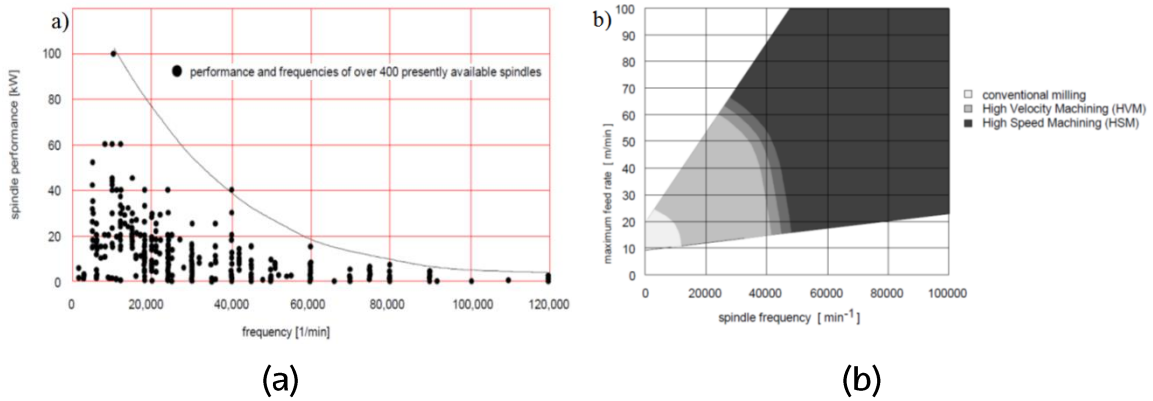


Fig. 4. a) Husillos de alta frecuencia disponibles en el mercado; b) Perfil de potencia de las fresadoras [4].

Esta mayor capacidad de las herramientas de corte junto con el aumento de la potencia nominal de las máquinas de nueva generación hace que las vibraciones de la máquina sean más problemáticas y que los problemas dinámicos aumenten.

1.2.2. Diseños aligerados en nombre de la ecoeficiencia

La ecoeficiencia es un tema de creciente preocupación entre los fabricantes de máquinas herramienta, como complemento de la sostenibilidad económica y social. De esta forma, los fabricantes de máquinas herramienta se enfrentan al desafío de concebir máquinas que sean capaces de mantener la productividad, consumiendo la menor cantidad de material y energía posible.

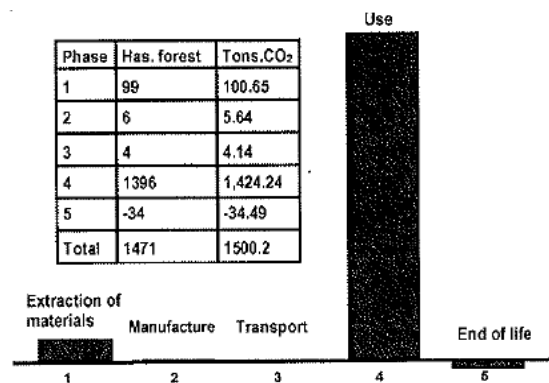


Fig. 5 Impacto total de una fresadora [5].

De acuerdo con Zulaika et al. [5], el período de uso de una máquina representa más del 90% del impacto total asociado con dicha máquina. Una parte importante de la energía consumida en el período de uso, más del 50% para muchas máquinas, está asociada con el movimiento de los elementos móviles de la estructura. Por lo tanto, la masa de esos elementos tendrá una influencia decisiva en su impacto ecológico general.

Sin embargo, este interés actual en la eficiencia energética aumenta el riesgo de diseñar máquinas dinámicamente más flexibles y más propensas a la aparición de vibraciones autoexcitadas regenerativas. Por lo tanto, para mantener la productividad, es necesario optimizar la máquina dinámicamente mediante modelos fiables. Hay autores que han introducido dispositivos de amortiguamiento activo para paliar este posible déficit [5,6].

1.2.3. Guiados de baja fricción para mejorar la precisión

Los guiados lineales y rotativos de las máquinas han ido evolucionando tratando de obtener la mayor precisión posible minimizando el rozamiento. Como es bien sabido, el rozamiento es uno de los mecanismos más potentes de amortiguamiento, por lo tanto, esta búsqueda de la precisión ha reducido el amortiguamiento de las máquinas [7].

Según Koenigsberger y Tlustý [8], el amortiguamiento interno en el material de las piezas absorbe solo una pequeña parte de la energía disipada total, la mayor parte de la amortiguación resultante se produce en las intercaras. De esta manera, el amortiguamiento de una estructura ensamblada es aproximadamente 30 a 50 veces mayor que la de sus partes individuales (Fig. 6). Por lo tanto, el amortiguamiento de los sistemas de guiado es un parámetro fundamental que determina en gran medida el amortiguamiento total de la máquina y, por lo tanto, su estabilidad.

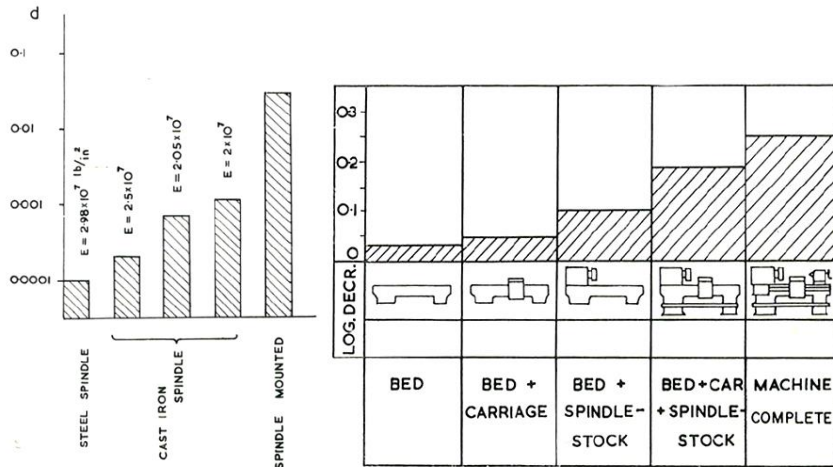


Fig. 6. Influencia de las uniones en el amortiguamiento global de la máquina herramienta [8]

Las primeras máquinas herramienta se movieron a través de sistemas de guiado de fricción prismáticos basados en un contacto entre metales donde la amortiguación era alta debido a la fricción. Sin embargo, la precisión y las velocidades proporcionadas por este tipo de guías no son lo suficientemente buenas, por lo que otros sistemas, como los rodamientos de rodillos, los hidrostáticos o los de levitación magnética, se han utilizado en las guías de máquinas herramienta. Todos ofrecen una alta precisión debido a su baja fricción a costa de una reducción en el amortiguamiento.

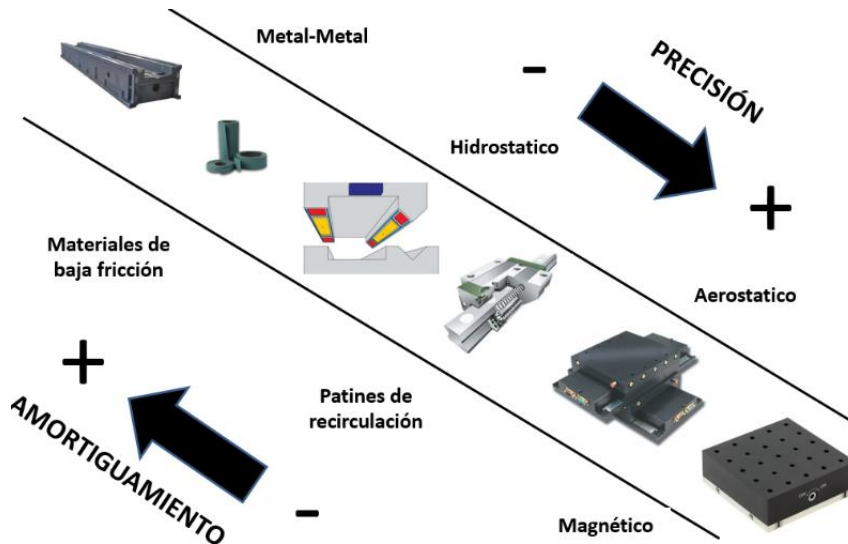


Fig. 7. Diferentes sistemas de guía lineal: Amortiguamiento vs Precisión

Por lo tanto, los nuevos sistemas de guía diseñados para precisión y altas velocidades son estructuras débilmente amortiguadas (Fig. 7), por lo que juegan en contra de la estabilidad del mecanizado. Se puede concluir que los problemas dinámicos son un riesgo mayor en la actualidad, especialmente si se compara con las máquinas que se fabricaban hace 50 años. La necesidad de utilizar modelos dinámicos fiables en el diseño es más necesaria que nunca.

Las tendencias generales mencionadas hacen que la necesidad de un modelo dinámico de la máquina vaya a ser fundamental en el futuro. Ante este panorama, el desarrollo de modelos dinámicos fiables se enfrenta a los siguientes retos y limitaciones:

1.2.4. Límites del proceso de diseño

Como se observa en la Fig. 1, el diseño de máquinas se ha convertido en un proceso más complejo en los últimos años, con el uso de modelos numéricos para predecir el comportamiento de la máquina en pleno rendimiento. Sin embargo, los diseñadores y fabricantes de máquinas herramienta, generalmente, no toman las medidas necesarias para evitar problemas dinámicos en la fase de diseño. La razón es que los fabricantes usualmente ignoran las características dinámicas de sus propias máquinas y cómo estas características limitan la capacidad de corte y la productividad. La aplicación conjunta de las pruebas de corte sensorizadas junto con el análisis modal experimental permite conocer los límites actuales de la máquina y proponer mejoras para el aumento de la capacidad de corte [9](ver punto 1 de la Fig. 8). Esto se puede realizar sobre el prototipo ya construido y, por lo tanto, se trata de un procedimiento costoso tanto temporal como económicamente [10].

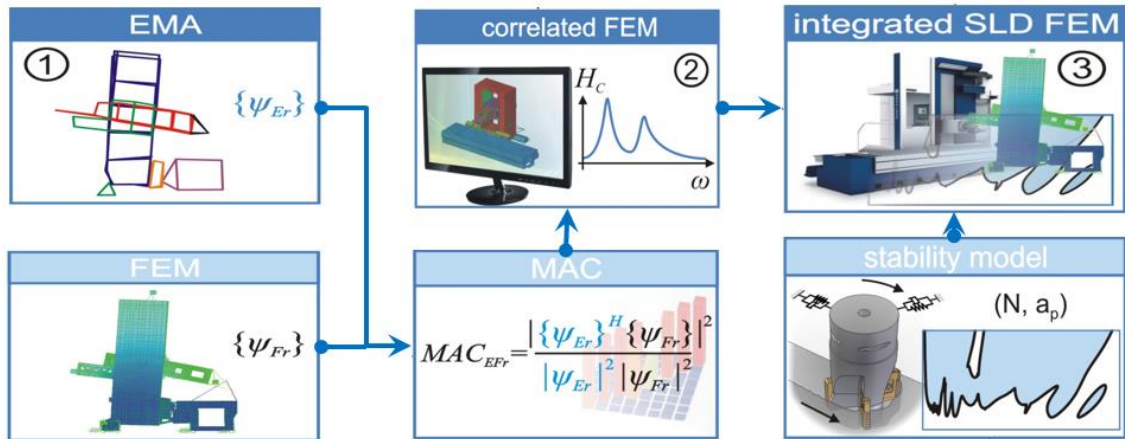


Fig. 8. Mejora de modelos dinámicos [11].

En la actualidad, los diseñadores de máquinas suelen utilizar modelos numéricos realizados mediante el método de elementos finitos (MEF) para asistir el proceso de diseño. El problema es que el amortiguamiento, que es uno de los parámetros más importantes relacionados con el retemblado y los transitorios, proviene de las uniones [8,12] y la rigidez dinámica de estas uniones no se pueden calcular con precisión. Por lo tanto, no se puede predecir el amortiguamiento de la máquina antes de construirla. Debido a este problema, los diseñadores de máquinas herramienta se preocupan por la rigidez de la máquina, pero no por el amortiguamiento. En algunos casos, el resultado es una máquina estáticamente rígida; pero pobremente amortiguada.

La comparación de los resultados numéricos teóricos y experimentales mediante técnicas de correlación y actualización trae consigo la posibilidad de asociar el amortiguamiento experimental al modelo teórico [13]. De este modo, se pueden realizar estudios para una futura optimización de máquina con criterios dinámicos (Punto 2 de la Fig. 8). Sin embargo, siempre queda la incógnita de cómo puede afectar las optimizaciones al amortiguamiento.

Este estudio se puede completar combinando el modelo dinámico actualizado con un modelo de estabilidad [5,14] o un modelo mecatrónico que incluye el efecto de los accionamientos (Punto 3 de la Fig. 8).

1.2.5. Incertidumbre en la modelización de uniones

Como ya se ha afirmado anteriormente, uno de los problemas que condicionan la exactitud de los modelos en estos sistemas es la definición de las propiedades de las uniones. Estos elementos tienen una influencia significativa en el comportamiento de las máquinas herramienta, por lo que, establecer métodos para facilitar su caracterización es indispensable para el desarrollo de modelos virtuales fiables.

Las máquina-herramienta constan de un conjunto de elementos estructurales (bancada, columna, carros, consola,...) que están ensamblados mediante uniones o intercaras. Estos elementos de la estructura pueden tener de un movimiento relativo mediante diferentes tipos de accionamientos. Una unión se define como un área de contacto entre componentes que se mantienen en contacto mediante fuerzas de conexión. Dependiendo de las solicitaciones a las que se encuentren sometidos, los componentes tenderán a sufrir pequeños movimientos relativos manteniendo el contacto por medio de fuerzas asociadas a elementos externos (como, por ejemplo, los sistemas tornillo-tuerca en las uniones atornilladas).

Las condiciones en las que se encuentre la unión en un instante determinado afectarán al comportamiento dinámico de la estructura completa, por tanto, a sus modos de vibración. Es por ello, por lo que es de suma importancia modelizar correctamente las uniones de las estructuras máquinas-herramienta en condiciones de servicio. Las vibraciones estructurales dependen de la forma, fuerzas de unión y lubricación de las uniones. Estas variables son, por lo general, difíciles de identificar y de medir de forma directa por lo que se requiere de una metodología universal para la modelización de uniones. Los modelos analíticos creados hasta ahora son costosos y poco eficientes ya que se plantean para un

determinado tipo de unión y para condiciones concretas de funcionamiento [15,16].

Realizar un modelo numérico detallado para cada tipología de unión e integrarlo a un modelo general de la estructura es computacionalmente poco eficiente. Los tipos de unión más comunes en máquina-herramienta son las uniones atornilladas entre elementos, guías lineales, guiados rotativos y sistemas de accionamientos. Dentro de las guías lineales hay que decir que pueden tener diferentes principios de funcionamiento incluyendo las guías prismáticas con rozamiento, las guías hidrostáticas, los patines de rodadura, los guiados aerostáticos y la levitación magnética. Los guiados de rotación presentan principios muy parecidos en los que destacan los rodamientos y los cojinetes hidrostáticos, hidrodinámicos y magnéticos. Dentro de los accionamientos, se puede decir que en la actualidad se utilizan básicamente tres tipos de accionamiento: husillo a bolas, accionamientos lineales y el piñón cremallera en máquinas de gran tamaño.

Son numerosos los investigadores que dedican esfuerzos a la definición de las características de las uniones desde diferentes enfoques [17–19]. El reto consiste en tener modelos sencillos de uniones que nos permitan incluir las características dinámicas de las uniones en modelos completos de máquina.

1.2.6. Variación de la flexibilidad dinámica de máquina dentro del espacio de trabajo

Uno de los factores que dificulta especialmente la elaboración de un modelo dinámico de una máquina herramienta, es la variación de rigidez estática y dinámica que sufren las máquinas dentro de su espacio de trabajo. En general, los diseñadores de máquina no solo se preocupan de dotar una gran rigidez a sus máquinas, también procuran que estas propiedades varíen poco en el espacio de trabajo. Sin embargo, esto no es posible en la práctica.

Esta variación depende mucho del concepto de máquina, por lo tanto, se define en las primeras fases de diseño. Valga como ejemplo sencillo el de un mandrinado con una barra de mandrinar. Es posible utilizar barras de voladizo constante donde la rigidez es mínima; pero constante para todas las posiciones de mecanizado o utilizar un voladizo variable que maximice la rigidez en cada punto de mecanizado (ver Fig. 9). Desde un punto de vista de precisión de máquina es preferible una rigidez menor constante, al ser más fácilmente compensable y que no produzca diferentes desplazamientos durante el espacio de trabajo. Por otro lado, si se maximiza la rigidez en cada posición de corte con voladizos variables se corre menos riesgo de tener problemas vibratorios como el chatter.

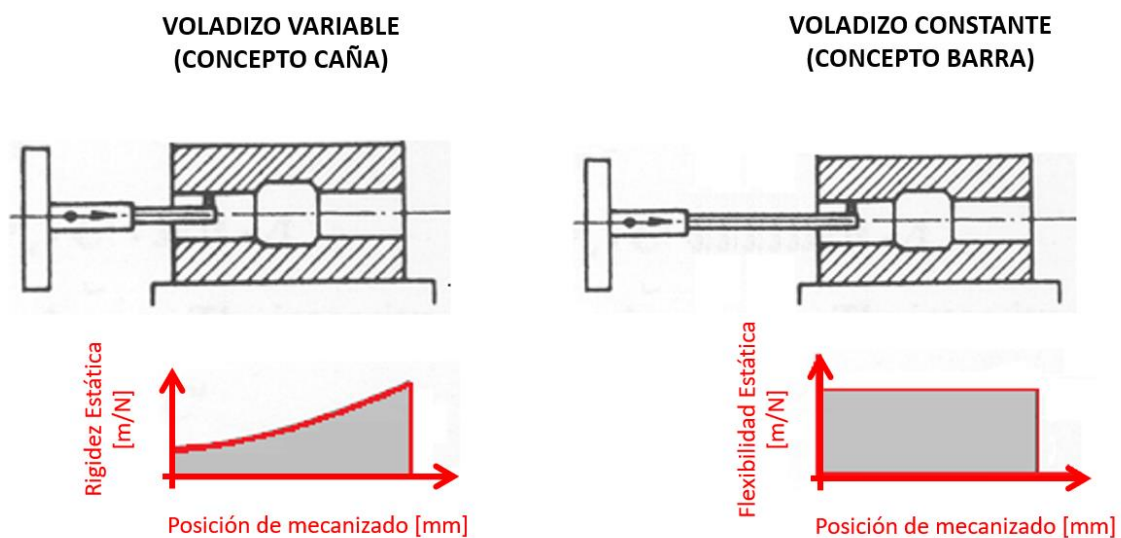


Fig. 9. Rigidez contante vs Rigidez variable basada en [8]

A la hora de validar las capacidades de la máquina, estas grandes variaciones de rigidez dentro del espacio de trabajo producen incertidumbre en el fabricante (ver Fig. 9). Ante la imposibilidad de validar la máquina en todas las posiciones, hay autores que proponen la medición de la rigidez dinámica dentro del espacio de trabajo y utilizar modelos de estabilidad para estimar la capacidad de corte en todo el espacio de trabajo [20].

Como se ve este hecho produce efectos negativos en el proceso de mecanizado y dificulta la creación de modelos dinámicos de máquina y de estabilidad. Entre ellas cabe destacar la necesidad de trabajar con técnicas como multicuerpos flexibles, subestructuras flexibles y modelos reducidos para ensamblar la máquina teniendo en cuenta la posición de mecanizado [21]. En la actualidad, los principales software de cálculo por medio del MEF no permiten tratar estas variaciones de una manera adecuada, dejándole al usuario la única opción de desarrollar un modelo para cada posición y calcular las propiedades individualmente.

Por otra parte, esta distribución variable de la rigidez dinámica también tiene otras consecuencias a la hora de estudiar la estabilidad del proceso frente a las vibraciones autoexcitadas. Hay autores que han estudiado este aspecto y han concluido que las variaciones continuas de las propiedades dinámicas durante la trayectoria de corte tienen un efecto importante en la estabilidad [22] (ver Fig. 10).

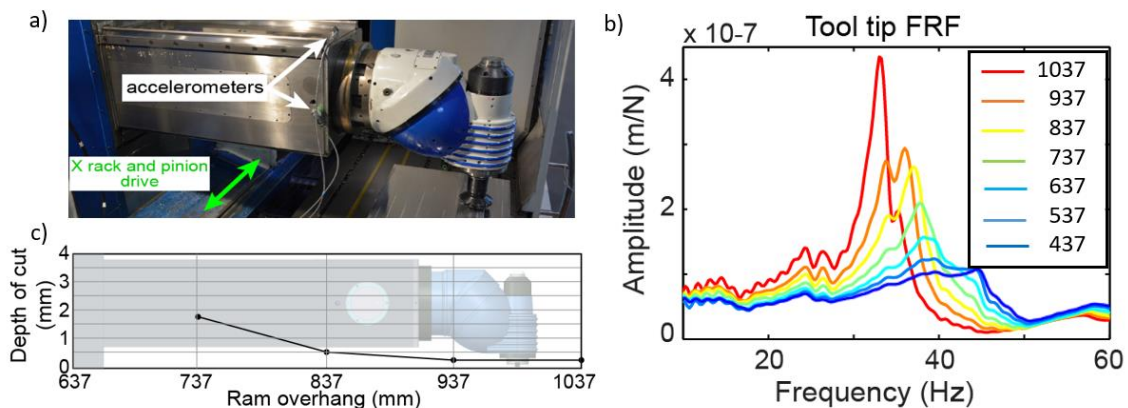


Fig. 10. Variación de la receptancia o flexibilidad dinámica para una fresadora universal con carnero [23].

De lo expuesto se concluye que los modelos dinámicos virtuales que se han de desarrollar para asistir el proceso de optimización de máquina tienen que ser capaces de calcular las propiedades dinámicas de una manera ágil durante el trayecto en el que la herramienta está en corte.

1.3.Motivación

Aunque, el método de elementos finitos (FEM) ha sido extensamente aplicado en el modelado de máquinas-herramienta para la simulación de su comportamiento, hay ciertas condiciones que influyen en la eficacia de los modelos:

- Una definición deficiente de las propiedades de las uniones puede llevar a resultados muy alejados de la realidad.
- La necesidad de un modelo de EF de la máquina-herramienta para cada una de las configuraciones geométricas estudiadas.
- La gran cantidad de nodos y, por lo tanto, de grados de libertad necesarios para definir los modelos de elementos finitos de estructuras complejas conlleva un coste computacional elevado. Por lo que es interesante la utilización de métodos de reducción de modelos que mantengan una precisión de cálculo aceptable dentro del rango de interés.

Surge, por tanto, la necesidad de establecer un procedimiento que permita obtener una identificación uniones. Que sea extensible, además, para diferentes configuraciones de la máquina para poder abarcar todo su espacio de trabajo.

Los aspectos comentados han motivado este trabajo y el desarrollo de un método numérico-experimental para la identificación de uniones de máquinas-herramienta en condiciones de servicio de un entorno industrial, y una aplicación del análisis de subestructuras para predecir el comportamiento en diferentes configuraciones. Los objetivos específicos de este trabajo se detallan en el siguiente apartado.

1.4.Objetivos

De acuerdo con lo comentado anteriormente, se plantea como objetivo de este trabajo el establecer una metodología que permita obtener modelos de máquinas herramienta que representen adecuadamente el comportamiento de las mismas para distintas condiciones de operación y para todo el espacio de trabajo, de forma que estos modelos constituyan una herramienta eficaz para distintas aplicaciones, como son: la predicción de su comportamiento dinámico y del acabado superficial de las piezas mecanizadas, el diseño de sistemas de reducción de vibraciones, el rediseño de componentes como etapa previa a la fabricación de prototipos, etc.

Para la obtención de estos modelos es imprescindible el conocimiento de las propiedades de los materiales, las características de los distintos componentes y de los elementos que actúan de unión entre los mismos. A pesar de que, en los últimos años, se han hecho avances importantes en el desarrollo de técnicas que permiten disminuir la incertidumbre de estos modelos, la caracterización de los elementos de unión sigue representando un área importante de estudio, por su variedad y porque sus propiedades dependen de diversos factores (amortiguamiento, fuerzas de contacto, ubicación de los componentes). Además, en la práctica, al ser elementos integrados en el sistema mecánico, generalmente, la realización de ensayos experimentales que permitan medir sus propiedades, está muy limitada.

Teniendo en cuenta que las uniones tienen una influencia determinante en la respuesta de las máquinas, ante las distintas acciones que se desarrollan durante las operaciones de mecanizado y que el conocimiento de sus características es fundamental para la consecución del objetivo global de esta tesis, gran parte de los desarrollos llevados a cabo en este trabajo han sido dirigidos al análisis de los sistemas de unión. Estableciéndose como objetivos específicos para esta tesis, los siguientes:

- Estudiar el modelado óptimo de los distintos tipos de unión
- Establecer un método numérico-experimental para la identificación de uniones, basado en el acoplamiento de receptancias inverso.
- Desarrollar una metodología para la predicción del comportamiento de una máquina herramienta para distintas configuraciones partiendo de métodos de acoplamiento de subestructuras.

1.5.Organización

El documento está dividido en seis capítulos cuyo contenido se resume a continuación.

En el **Capítulo 1** se introduce el problema dinámico de las estructuras máquinas-herramienta. Se exponen las limitaciones, implicaciones y tendencias actuales de la resolución de dicho problema. Lo que da lugar a la motivación de esta tesis y sus objetivos.

En el **Capítulo 2**, se introducen los conceptos en el que se basa la tesis mediante la revisión del estado del arte. En primer lugar, se describe el problema vibratorio y las diferentes tipologías de vibraciones que pueden aparecer. Se explica cómo afectan este fenómeno a los procesos de mecanizado y cuáles han sido las diferentes propuestas para predecir dicha inestabilidad dinámica. Posteriormente, se introduce la modelización de las uniones y se realiza una revisión crítica del estado del arte.

En el **Capítulo 3**, se desarrolla el método del acoplamiento de receptancias inverso (IRCSA) para la identificación de uniones para su uso en estructuras. Se exponen diversas consideraciones para el diseño de uniones para su aplicación en este método, más concretamente de sistemas de guiado, y se aplica en casos sencillos.

Por otro lado, en el **Capítulo 4**, se presenta el estudio numérico-experimental de uniones en máquina-herramienta. Se exponen consideraciones de diseño de accionamientos para su identificación en todo el área de trabajo. Se estudia el comportamiento numérico de los modos bajo diferentes modelos de unión y el comportamiento de los modos de la estructura en función de la rigidez de la unión.

En el **Capítulo 5**, se implementan los conceptos desarrollados en el Capítulo 3 y 4 en una estructura de una máquina industrial. Más concretamente, se aplica el método del acoplamiento de receptancias para el cálculo de sistemas de guiado, introduciendo los cálculos de los accionamientos ya definidos. Por último, mediante el método de Craig-Bampton se obtiene el comportamiento dinámico de la máquina estudiada en diferentes configuraciones.

Finalmente, en el **Capítulo 6**, se exponen las conclusiones, la contribución de esta tesis dentro de la identificación de uniones, así como las líneas futuras de investigación. Así como los artículos y congresos realizados derivados de esta tesis.

2. Antecedentes de la modelización numérica de uniones y de las teorías de subestructuras

2.1.Introducción

Las máquinas-herramienta son en realidad sistemas mecatrónicos de gran complejidad compuestas por elementos estructurales metálicos, uniones, guiados, accionamientos y sensores. Desgraciadamente, el comportamiento de estas máquinas no se conoce en su totalidad hasta su ensamblaje final debido a la importancia de las uniones y del propio montaje [10].

Su comportamiento durante las operaciones de mecanizado depende en gran medida de la rigidez tanto estática como dinámica. La rigidez estática influye en la capacidad de la máquina para producir piezas dimensionalmente precisas ya que las solicitaciones pueden provocar deformaciones elásticas en punta de herramienta [24]. Sin embargo, la rigidez dinámica, afecta a la calidad del acabado superficial de las piezas, la vida de sus componentes y a la capacidad de arranque de material por unidad de tiempo. La estimación de las propiedades de la máquina-herramienta se basa en gran medida en la experiencia del fabricante en máquinas previas similares.

Con frecuencia, parte de los componentes de las máquinas son construidos por terceros, y por tanto, sus propiedades tanto estáticas como dinámicas son proporcionadas por las empresas que los fabrican. Sin embargo, el comportamiento del conjunto es un asunto más complejo donde las uniones entre componentes adquieren gran relevancia.

Una vez la máquina es ensamblada, se realiza un estudio dinámico del conjunto y se determina que condiciones de mecanizado son susceptibles de presentar inestabilidades. Es en este momento, donde se determinan totalmente la respuesta dinámica de las máquinas-herramienta.

En este capítulo, se presenta una revisión de los problemas vibratorios en estructuras máquina-herramienta y cómo es su dependencia de la rigidez en las

uniones. Posteriormente se exponen los distintos tipos de unión y las técnicas más relevantes para su modelización. Finalmente, se revisarán las posibilidades que ofrece el estado de la técnica para modelizar las variaciones dinámicas de una máquina herramienta.

2.2. Modelos Virtuales de Máquina Herramienta

El modelado virtual o "*Virtual Prototyping*" es una metodología de diseño que permite simular de manera computacional el comportamiento de una máquina-herramienta real, lo que representa una reducción tanto del coste como de tiempo de desarrollo [1,25]. Por lo que el objetivo de los modelos virtuales es el de ensayar y optimizar el comportamiento de la máquina en un entorno de simulación numérica (Fig. 11). El desarrollo de este entorno virtual reduce en gran medida los costos experimentales de los nuevos diseños de máquinas-herramienta [26–28].

La creación de una máquina virtual requiere de un detallado estudio del sistema para la obtención de modelos precisos y computacionalmente eficientes de todos los componentes y uniones que lo componen.

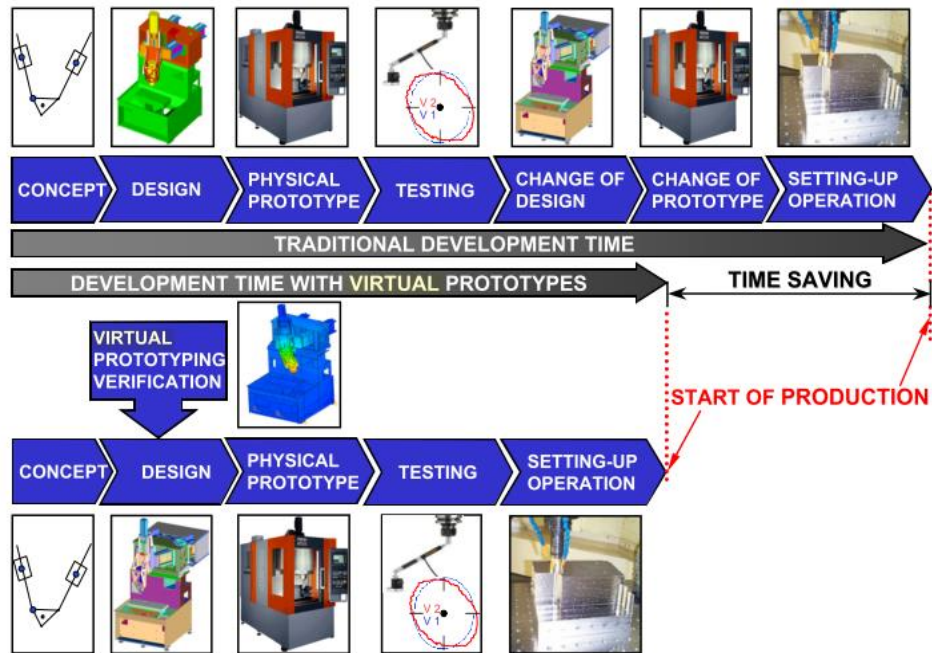


Fig. 11. Diferencia entre el proceso de diseño tradicional y el de "Virtual Prototyping"
[1]

El estudio dinámico virtual comienza con la modelización de la estructura. Esta etapa es de gran importancia para la obtención de soluciones precisas y se fundamenta, generalmente, en el método de elementos finitos (FEM) [29]. Aunque también se apoya en la parte experimental utilizando las técnicas de Análisis Modal Experimental (AME). Con ellos es posible analizar y verificar el comportamiento de una estructura. El siguiente esquema representa el ciclo del análisis dinámico general (Fig. 12).

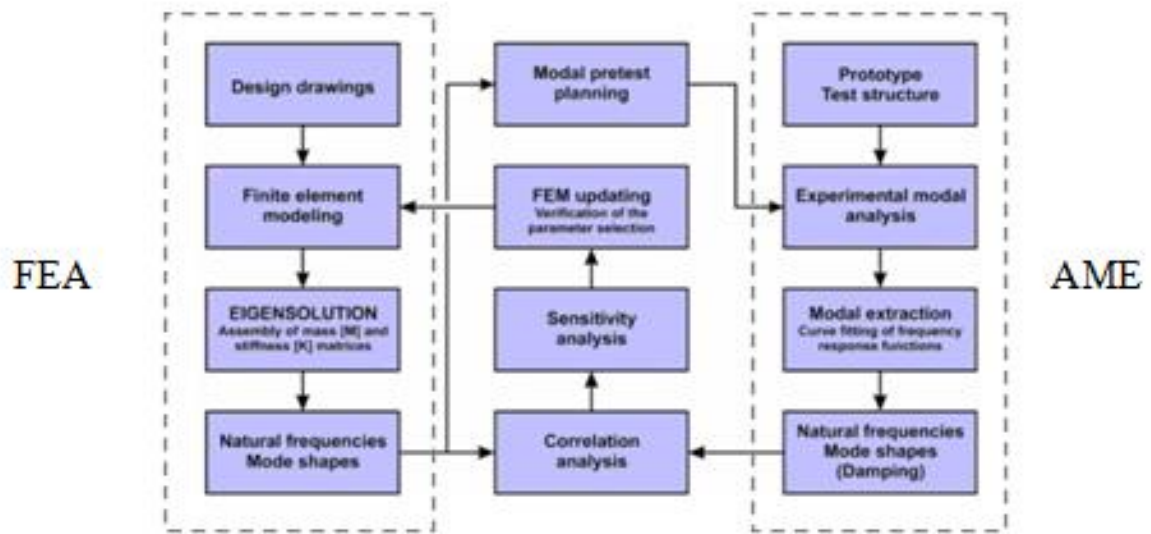


Fig. 12. Ciclo general del análisis dinámico

Los componentes de la estructura se modelan de forma que su comportamiento se ajuste al comportamiento real de la estructura (Fig. 13).

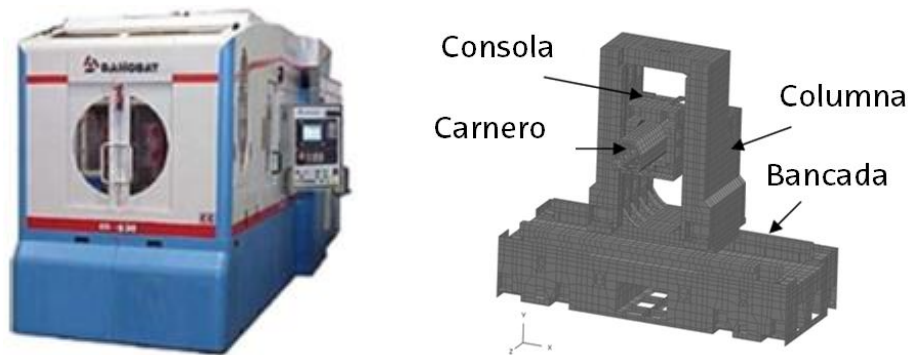


Fig. 13. Modelo de elementos finitos de una estructura máquina-herramienta

Hasta ahora, los modelos virtuales desarrollados han tenido poco impacto en las plantas de producción. Esto se debe al hecho de que estos modelos no se han

integrado en las plataformas más utilizadas por los ingenieros de procesos, como las herramientas CAM y herramientas de verificación y optimización (VERICUT® de CGTech, NCSIMUL® de SPRING TECNOLOGÍAS ...), en un entorno 3D [2] (Fig. 14).

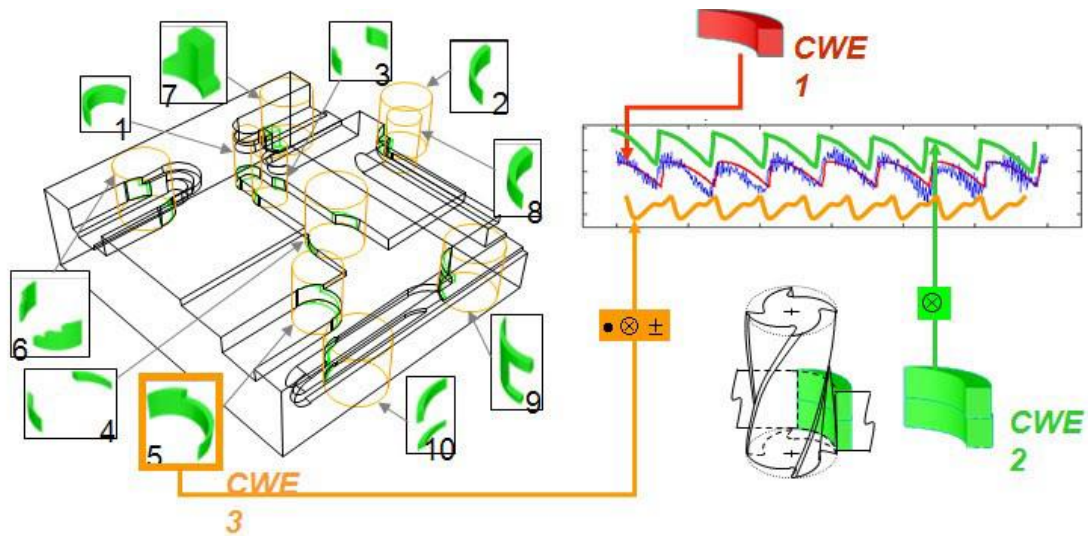


Fig. 14. Cálculo del empañamiento entre herramienta y pieza a partir del modelo CAM [30]

Con respecto a los grupos internacionales que trabajan en esta área, el profesor Altintas y su grupo de investigación de la Universidad de Columbia Británica (UBC) ha desarrollado recientemente un sistema de mecanizado virtual MACHpro [31]. Antes de empezar con esta aplicación general, han realizado trabajos específicos para optimizar el mecanizado de *impellers* de titanio [30,32] sin superar varias restricciones, como la carga de viruta y nivel de tensión en la herramienta. El objetivo del proyecto *MACHpro Virtual Machining System* es desarrollar software fiable para el cálculo de los límites de fuerza, vibración y estabilidad aplicable en cualquier tipo de herramienta y geometría de pieza.

En Alemania, el Instituto de Máquinas Herramientas de la Universidad de Stuttgart (IFWStuttgart) trabaja en la simulación conjunta de la estructura y el

proceso de corte [33]. La Universidad de Dortmund ha desarrollado un sistema de simulación para calcular el chatter regenerativo originados por la flexibilidad de la herramienta a lo largo de una trayectoria con empañamiento cambiantes [34,35]. La Universidad Técnica de Darmstadt también presentó un trabajo en la simulación dinámica conjunta de estructura y proceso de corte dirigido específicamente a mecanizado con robot [36]. Hay que detestar que esta aplicación se basa en un intercambio de información continuo con el CAM.

2.3. Vibraciones en Máquina Herramienta

2.3.1. Introducción

Las propiedades dinámicas del conjunto formado por la máquina, la herramienta y la pieza limitan la productividad debido a la aparición de vibraciones excesivas que impiden la obtención de los acabados superficiales requeridos y reducen la vida de la herramienta y de otros elementos mecánicos. Entre los problemas que se pueden presentar destacan dos, cuya raíz se encuentra en las características dinámicas de la máquina: vibraciones transitorias en los desplazamientos rápidos y las vibraciones autoexcitadas durante el corte, popularmente conocidas como chatter, retemblado o cimbreo. La presencia de vibraciones forzadas y resonancias rara vez suponen un problema en la práctica como se verá a continuación.

El comportamiento dinámico de una máquina tiene gran relación con la forma en la que se une el conjunto de componentes. Por lo que es necesario conocer cuáles son los problemas dinámicos y tratar de mejorar los modelos existentes para su aplicación en la resolución de estos.

2.3.2. Conceptos básicos. Propiedades dinámicas.

La ecuación de movimiento de un sistema estructural de N grados de libertad sometido a una excitación dinámica {f} puede expresarse de acuerdo con la Ec. 1 donde $[M_{sis}]$, $[C_{sis}]$ y $[K_{sis}]$ son, respectivamente, la matriz de masa, amortiguamiento y rigidez.

$$[M_{sis}] * \{x''(t)\} + [C_{sis}] * \{x'(t)\} + [K_{sis}] * \{x(t)\} = \{f\} \quad Ec. 1$$

Esta ecuación representa un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias lineales de segundo orden.

Para el estudio del comportamiento en vibración libre y se considera que el sistema es no amortiguado, se tiene la Ec. 2:

$$[M_{sis}] * \{\ddot{x}(t)\} + [K_{sis}] * \{x(t)\} = \{0\} \quad \text{Ec. 2}$$

Para este tipo de sistemas las soluciones son de la forma:

$$\{x(t)\} = \{\bar{X}\}e^{i\omega t} \quad \text{Ec. 3}$$

Donde $\{\bar{X}\}$ es un vector de amplitudes de respuesta independientes del tiempo. Sustituyendo Ec.3 en Ec.2 se obtiene:

$$[[K] - \omega^2[M]]\{\bar{X}\} = \{0\} \quad \text{Ec. 4}$$

La Ec.4 representa un problema generalizado de valores y vectores propios, cuya resolución da lugar a N soluciones de autovalores $\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_r^2, \dots, \omega_N^2$, siendo $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_r, \dots, \omega_N$ las frecuencias naturales no amortiguadas del sistema estudiado.

Teniendo en cuenta cada uno de estos valores en la Ec. 4 se obtiene N posibles vectores solución $\{\psi_r\}$ ($r=1,2,\dots, N$) que representan los autovectores del sistema y se conocen como modos de vibración.

$$[\omega_r^2] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \omega_2^2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \omega_N^2 \end{bmatrix} \quad [\Psi] = [\{\Psi_1\} \ \{\Psi_2\} \ \dots \ \{\Psi_N\}] \quad \text{Ec. 5}$$

Para el caso de un sistema de un grado de libertad con amortiguamiento c , la frecuencia de vibración del sistema viene dado

$$\omega = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad \text{Ec. 6}$$

2.3.3. Problemas Dinámicos en Máquina Herramienta

Las vibraciones en el mecanizado son movimientos no deseados que generan un aumento del error entre la trayectoria consignada por el Control Numérico (CNC) y la trayectoria real en punta de herramienta (TCP) [37], como se puede observar en la Fig. 15.

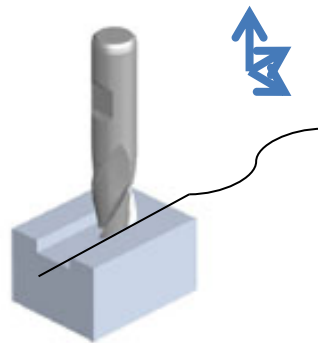
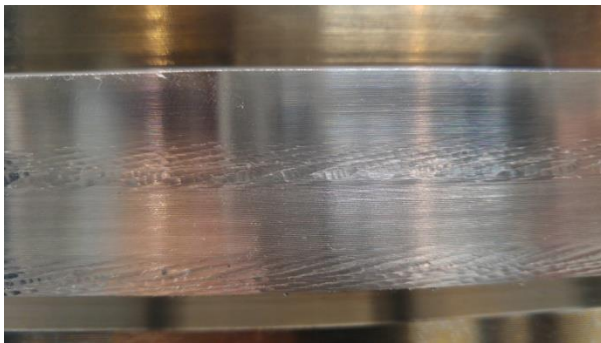
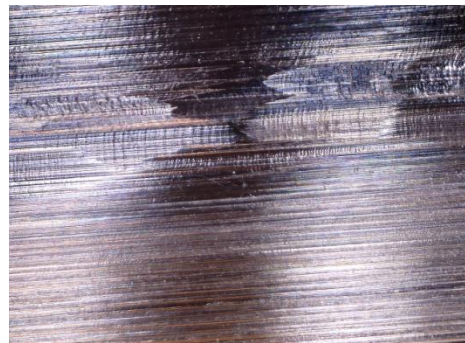


Fig. 15. Vibraciones en la trayectoria de mecanizado

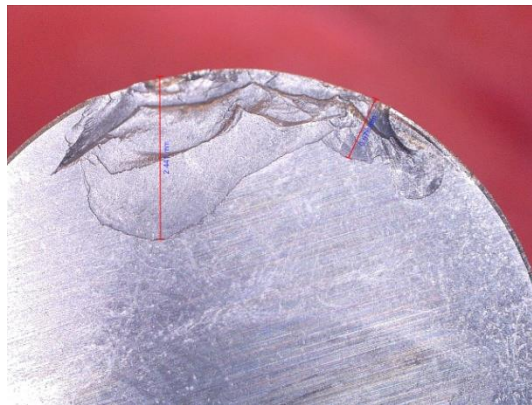
Las vibraciones producen un mal acabado superficial e incluso la rotura de la herramienta de corte (Fig. 16). Wang et al. [37] cuantifica en su artículo la influencia sobre la rugosidad de la superficie (R_a) con la amplitud de la vibración. Además, generan ruido que perjudica al operador de la máquina y a toda máquina de precisión que se encuentren a su alrededor. Ya que las vibraciones pueden transmitirse por la cimentación de la máquina y generar efectos no deseados en la fabricación.



(a)



(b)



(c)

Fig. 16. (a) Mal acabado superficial por vibraciones autoexcitadas en INCONEL 718
(b) superficie afectada bajo el microscopio óptico y (c) rotura de la superficie de desprendimiento de plaquita cerámica redonda

A continuación se detallarán los problemas dinámicos más habituales que limitan la productividad de las máquinas herramienta:

Vibraciones autoexcitadas en el proceso de corte

En el mecanizado, tanto los parámetros de corte como las características dinámicas de la estructura de la máquina pueden influir de forma determinante en el proceso y provocar, normalmente a través del efecto regenerativo, inestabilidades dinámicas. Este proceso de desestabilización se detecta ya que la amplitud de este tipo de vibraciones aumenta con el tiempo, por lo que resultan ser vibraciones peligrosas que alcanzan gran magnitud. En la Fig. 17, se puede observar la diferencia entre vibración forzada y vibración autoexcitada.

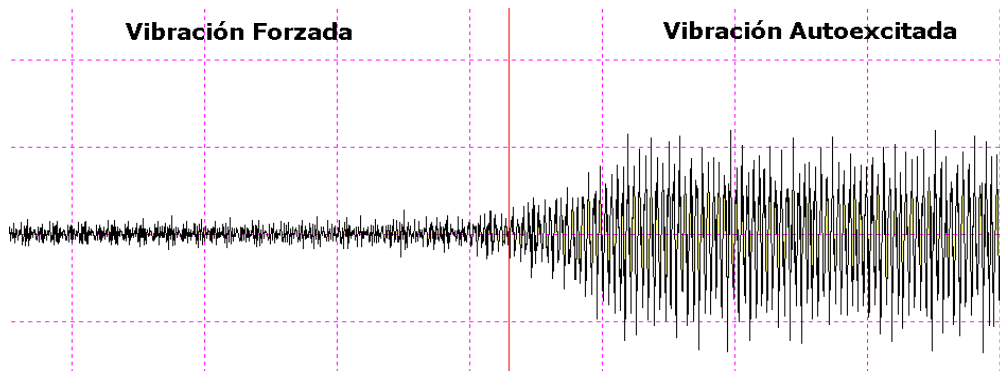


Fig. 17. *Vibración forzada vs vibración autoexcitada [6].*

Estas vibraciones pueden tener distintas causas [38,39], pero en la práctica el 90% de los casos el chatter o retemblado resulta ser una vibración autoexcitada debido al efecto regenerativo que se produce cuando las vibraciones afectan al espesor de viruta [40]. Se trata de un fenómeno en el que la dinámica del conjunto máquina/herramienta/pieza interactúa con el proceso de corte.

Se trata, además, de un proceso complejo en el que intervienen, por una parte, características del proceso de corte como la herramienta, el material a mecanizar o los parámetros de fresado (inmersión radial, velocidad de giro de la

herramienta,...); por otra, características de la propia estructura de la máquina que definen su comportamiento dinámico (rigidez, inercia, amortiguamiento,...).

En consecuencia, debido al continuo golpeteo de la punta de la herramienta sobre la superficie de la pieza, se genera una superficie ondulada sobre la misma. El espesor de viruta variará, dependiendo del desfase de la ondulación producida en la anterior pasada y la vibración que sufre el filo en la pasada en curso. La variación del espesor de viruta tendrá influencia directa en la fuerza de corte, ya que cuando el espesor de viruta sea menor, las fuerzas de mecanizado disminuirán su valor y cuando el espesor sea mayor, las fuerzas de mecanizado aumentarán su valor. La variación de las fuerzas de corte se dejará notar en las vibraciones que se vayan a producir. Por lo tanto, se puede decir, que se produce un fenómeno que se realimenta. Siguiendo a Merritt [9] es práctica habitual el describir el chatter por medio de un diagrama de bloques (ver Fig.18).

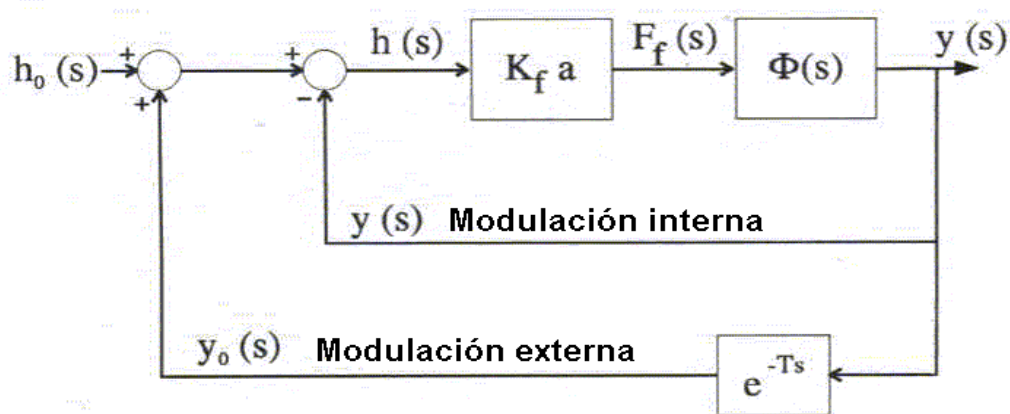


Fig. 18. Diagrama de bloques del chatter regenerativo [9]

Actualmente los problemas de chatter se detectan sobre la máquina ya construida, con lo que el margen de maniobra a la hora de aportar soluciones es muy reducido. Por una parte, el cambio de los parámetros de corte suele ser muchas veces problemático, porque su definición responde a criterios de

productividad. Por otra parte, los cambios que se pueden realizar en la estructura son muy limitados o el coste puede ser muy alto sin garantía de éxito.

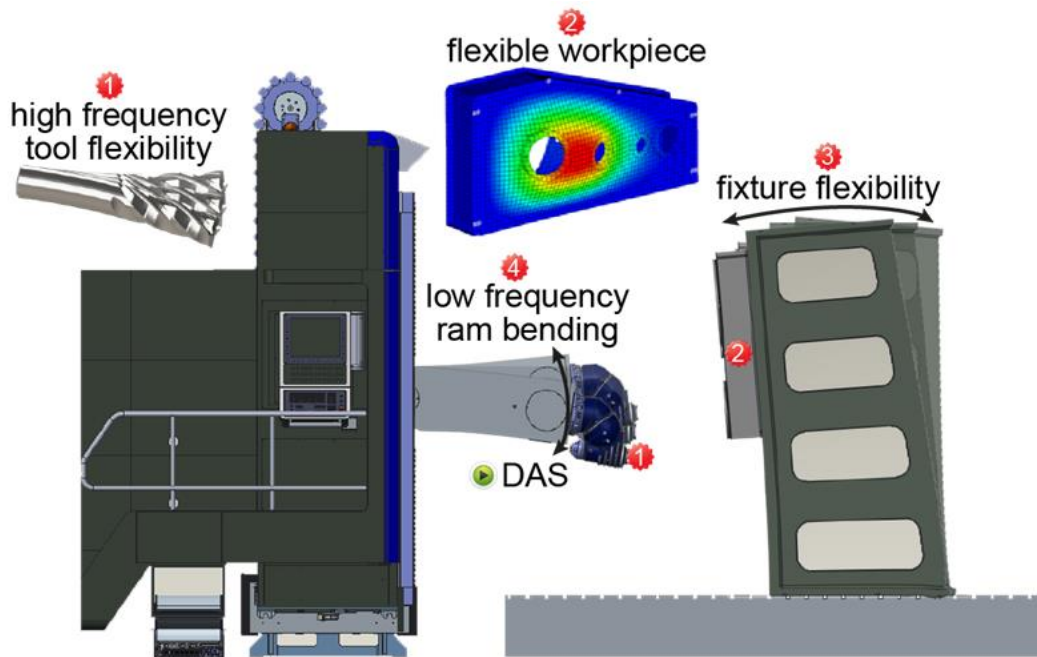


Fig. 19. Modos críticos que se auto excitan en procesos de fresado [11]

Hay gran diversidad de procesos de mecanizado en los que pueden aparecer vibraciones autoexcitadas durante el corte (ver Fig. 19). Por ejemplo, al mecanizar aluminio a gran velocidad, la estabilidad de corte está influida en gran medida por el conjunto portaherramienta-herramienta, pudiendo generar inestabilidades en el proceso a frecuencias superiores a 200 Hz. Sin embargo, en desbastes de acero o en materiales duros como el Inconel 718 (ver Fig. 9), se excitan modos de baja frecuencia (0-200 Hz) que pueden hacer vibrar la estructura en su conjunto y causar fenómenos de chatter estructural [8,41,42].

En la Tabla 1, se indican los factores que influyen en la desestabilización dinámica del proceso de corte y, por lo tanto, que restringen el ancho de viruta máximo [43].

Tabla 1. Factores de influencia en el límite crítico de ancho de viruta [43]

Límite crítico de ancho de viruta				
Factores de influencia	Máquina		Porta-Herramienta-Pieza	Proceso de mecanizado
	Condición operativa	Orientación		
	<ul style="list-style-type: none"> • Cimientos/Instalación • Posicionamiento componentes de máquina • Velocidad componente móvil • Accionamientos de avance • No-linealidades • Temperatura de servicio • Lubricación partes móviles 	<ul style="list-style-type: none"> • Dirección dinámica fuerza de corte • Configuración pieza /herramienta 	<ul style="list-style-type: none"> • Características herramienta\pieza 1) Flexibilidad 2) Masa 3) Sujeción 4) Mecánicas 	<ul style="list-style-type: none"> • Interacción materiales herramienta-pieza • Geometría de trayectoria • Desgaste herramienta • Características del corte 1) Trayectoria 2) Velocidad de corte 3) Avance

Las condiciones de corte como la velocidad de giro (V_c), avance (f) y profundidad de corte (A_p) son seleccionados según el material y calidad superficial para obtener el mínimo desgaste de filo y volumen de viruta arrancado máximo. Estos parámetros son los que determinan la magnitud y la frecuencia de las fuerzas que se generadas en el proceso. Los parámetros más importantes para elegir a la hora de evitar la posible presencia de inestabilidades dinámicas son la profundidad de corte (A_p), la velocidad de giro (N) y el número de filos (Z). Estos dos últimos definen el tiempo que transcurre entre diente y diente [44]. Estos parámetros suelen estar dentro de un rango por lo que es posible ajustarlos ligeramente para que converjan en el punto de mayor estabilidad utilizando técnicas de supresión de vibraciones autoexcitadas [44]. Por otro lado, diversos autores han desarrollado modelos basados en los diagramas de lóbulos para el ajuste de las condiciones donde el corte es más estable [45–51]. La curva característica de estos diagramas de estabilidad se obtiene a partir de la relación entre la profundidad de pasada A_p (mm) y la velocidad de giro N (rpm) como se muestra en la Fig. 20. Con ello, las condiciones que se encuentren por debajo de las curvas características se consideran estables.

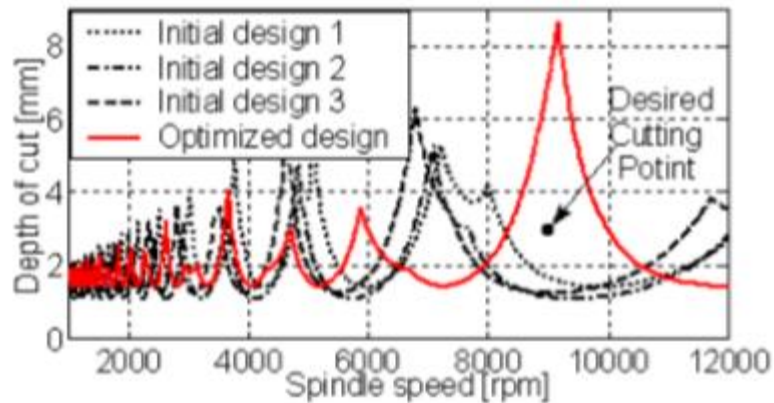


Fig. 20. Diagrama de lóbulos para determinar condiciones de corte estables

Después de seleccionar las condiciones estables mediante la obtención del diagrama de lóbulos, es posible monitorizar el proceso de corte en tiempo real obteniendo la frecuencia de vibración y asegurar la estabilidad mediante el ajuste de la velocidad de giro [11,46,52]. La monitorización a tiempo real de este tipo de proceso ha sido desarrollada de forma eficiente por diversos autores [53–55].

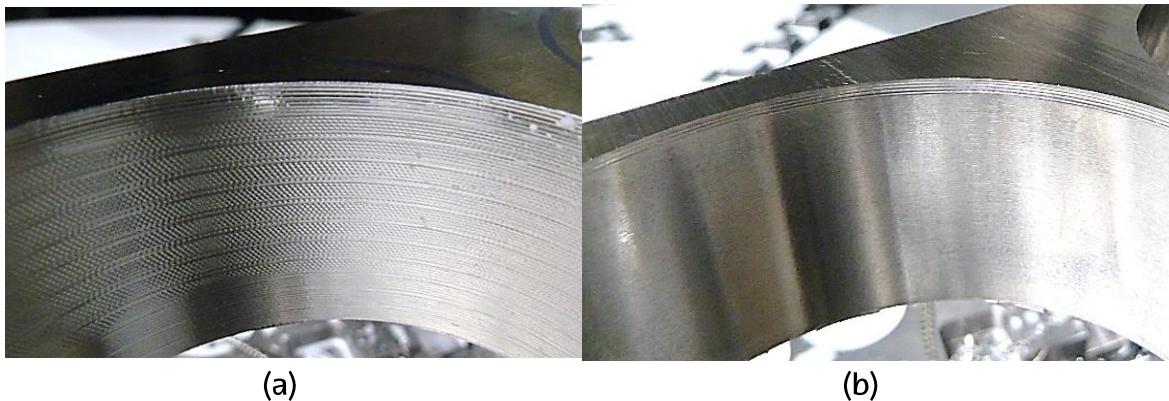


Fig. 21. (a) Mal acabado por vibración producida durante el mandrinado y (b) posterior escariado en Inconel 718

Por tanto, una correcta modelización estructural de la máquina se convierte en algo necesario si se pretende predecir los problemas que puedan aparecer en grandes desbastes, cuya productividad está limitada por el chatter de frecuencias bajas. La predicción de este problema en la fase de diseño es complicada, ya que exige el uso combinado de modelos numéricos de elementos finitos, que

predigan fiablemente los modos y parámetros modales de la estructura [13,56] con modelos de estabilidad adaptados para la predicción de procesos de mecanizado pesado [41,57]. Por ello, se necesita de un análisis estructural de las características de las máquinas desde una perspectiva dinámica para poder predecir su comportamiento durante el mecanizado [58].

Vibraciones provocadas por desplazamientos rápidos

La aparición del mecanizado de alta velocidad (HSM), a principios de los años 90, trajo consigo la necesidad de estructuras de máquina dinámicas con gran capacidad de acelerar y husillos capaces de girar a altas velocidades de rotación [59]. Esta necesidad supuso, en primer lugar, una revolución en el ámbito de los accionamientos y husillos principales, con la adopción de los motores lineales y electrohusillos directos como soluciones que garantizaban mayores velocidades de corte y una mayor rapidez de movimiento de la máquina [60]. En segundo lugar, a nivel de estructura de máquina, el HSM también supuso un cambio considerable tanto en la arquitectura de máquina como en los materiales de los componentes [61]. Tradicionalmente, las máquinas herramienta eran diseñadas para maximizar la rigidez estática y dinámica para evitar deflexiones estáticas y vibraciones autoexcitadas. El HSM implicó un cambio en los requerimientos para la estructura de máquina, siendo el objetivo crear una máquina con una distribución de la masa y la rigidez que permitiera alcanzar grandes velocidades y aceleraciones. De este modo, los diseñadores optaron por arquitecturas donde se minimizase la masa móvil.

Uno de los parámetros que se ajusta en cada accionamiento es la sobreaceleración o jerk. Se trata de la derivada de la aceleración con respecto al tiempo y determina la capacidad de aceleración del accionamiento. Cuanto mayor es el límite de sobreaceleración más capacidad de variar la aceleración y mayor dinámica posee la máquina. La sobreaceleración es análoga a un impacto, por lo tanto, la máquina responde vibrando según sus modos de vibración y

creando vibraciones transitorias, cuya desaparición depende del amortiguamiento y de la frecuencia del modo [62] (Fig. 22).

$$\delta(\mu m) \cong 4000 \frac{Jerk \left(\frac{m}{s^3}\right)}{f^3 (Hz)} \quad \text{Ec. 7}$$

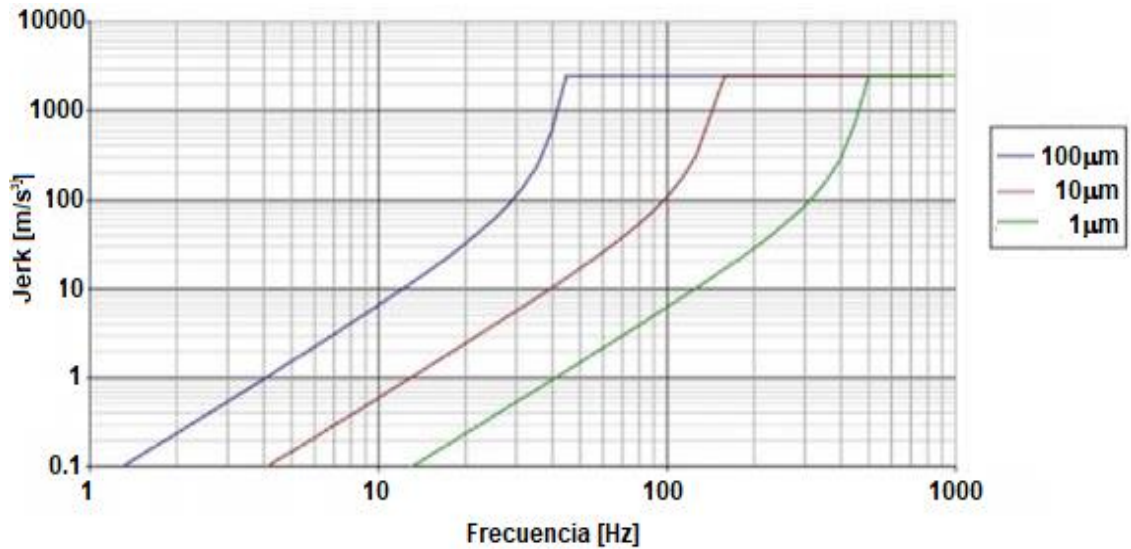


Fig. 22. Relación entre el límite de jerk y la frecuencia natural de la estructura de máquina. [62]

Existe una relación directa entre la menor frecuencia natural de una máquina y la mayor sobreaceleración que se puede introducir en sus accionamientos. En los casos más sencillos, el límite de sobreaceleración es directamente proporcional al cubo de la menor frecuencia natural de la estructura (ver Ec. 1). Si se excede este límite, la máquina vibra en exceso en los movimientos pudiendo dejar marcas en la pieza (ver Fig. 23).

$Jerk=6m/s^3$

$Jerk=1m/s^3$

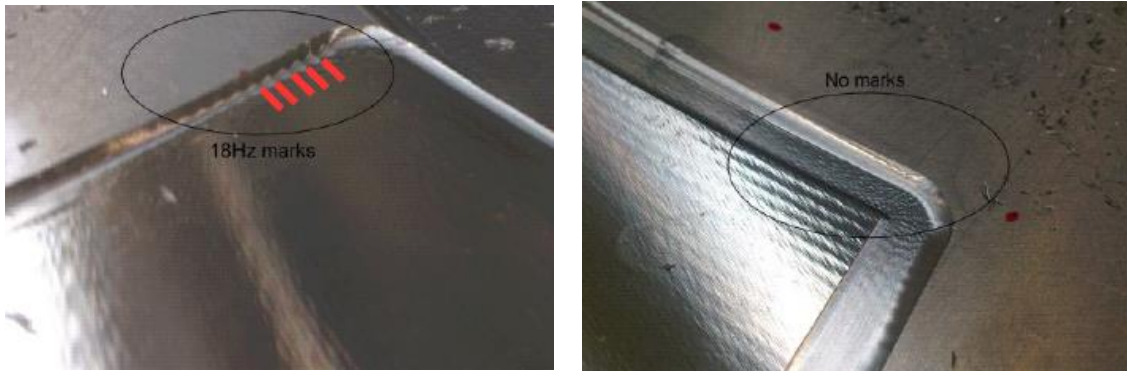


Fig. 23. Acabado superficial en mecanizado de alta velocidad (a) marcas de baja frecuencia a 18Hz después de cambio de dirección con $Jerk=6m/s^3$ y (b) Superficie sin marcas con $Jerk=1m/s^3$

Un caso particular de este tipo de vibraciones es el que se produce cuando la herramienta entra a cortar (Fig. 24). Esto supone la introducción de un impacto cuyo efecto es similar a la sobreaceleración o jerk. Cuando más violenta es la entrada, mayores son las vibraciones y las marcas generadas.

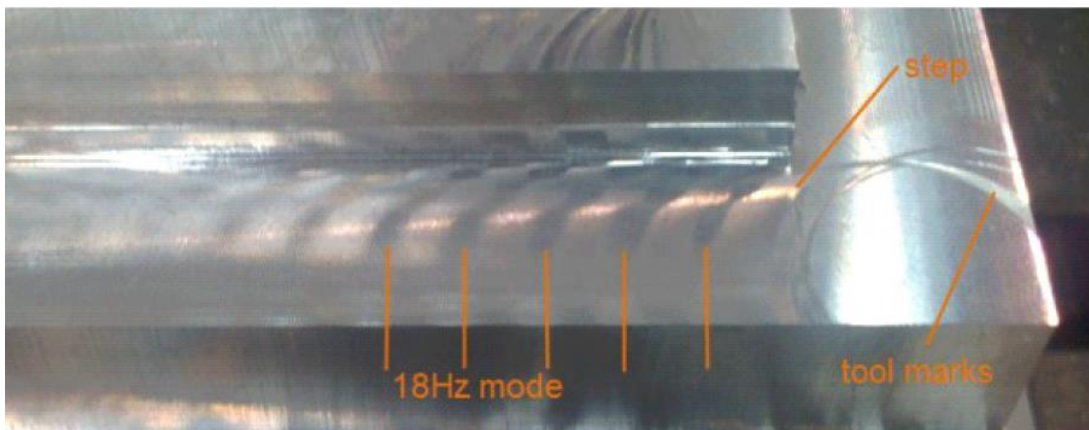


Fig. 24. Acabado superficial en mecanizado de alta velocidad. Marcas generadas a 18Hz, debidas a una entrada agresiva, y relacionadas con modos de estructura de máquina

Con las herramientas disponibles, en la actualidad, es posible construir un modelo virtual de EF para simular en la fase de diseño el comportamiento de la máquina. Se puede, por lo tanto, calcular las frecuencias naturales, acoplar un modelo de los accionamientos y simular el comportamiento de la máquina como si fuera un conjunto mecatrónico, integrado por estructura, accionamientos, trayectorias y leyes de control. En este caso, los modos de frecuencia más baja, que están relacionados con la estructura de la máquina herramienta, limitan la productividad.

Vibraciones forzadas / Resonancias

Se denomina vibración forzada de una máquina-herramienta a la debida a las fuerzas variables en el tiempo. Se trata de una vibración continua en el tiempo en la que la frecuencia de la vibración coincide con la frecuencia de la fuerza aplicada (Fig. 25). Esto no se cumple en las vibraciones autoexcitadas anteriormente tratadas.

Para determinar la respuesta de un sistema ante una fuerza de excitación determinada se utiliza la función de respuesta en frecuencia (FRF). Si la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia natural del sistema, se dice que el sistema entra en resonancia, siendo la deformación muy grande en comparación con la correspondiente deformación estática.

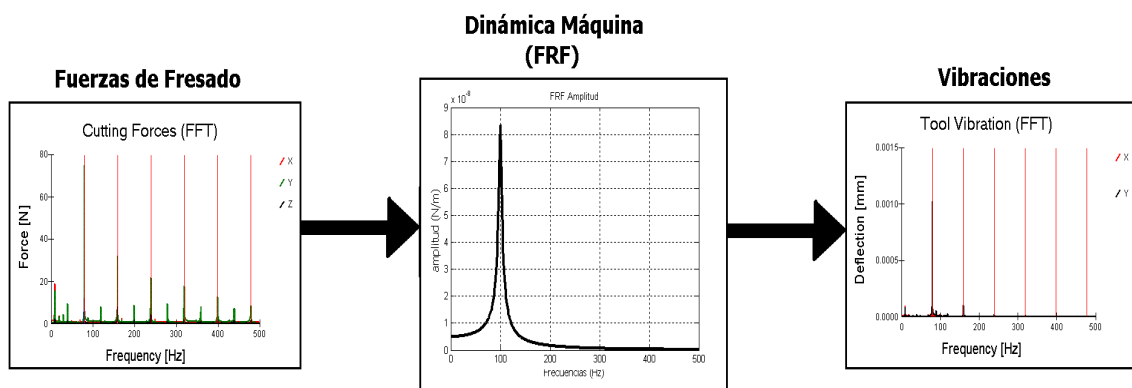


Fig. 25. Esquema vibraciones forzadas en fresado [10]

Este tipo de vibraciones puede tener orígenes diversos como son: los desequilibrios y desalineamientos de elementos giratorios, los defectos en rodamientos y engranajes o las que se transmiten por la fundación de la máquina. Hay que reseñar que la naturaleza discontinua de la fuerza de fresado da lugar a una excitación multifrecuencial que también produce vibración forzada [43].

Debido a esto, se puede decir que todas las fresadoras vibran en todos los procesos durante todo el tiempo que dura el corte. Es una característica del proceso ya que hasta en los modelos ideales aparecen vibraciones.

El análisis de vibraciones forzadas en fresado es equivalente al de otros sistemas mecánicos: se consideran, por un lado, los diversos armónicos de la fuerza de fresado y por otro, las características dinámicas de la estructura en forma de matriz de respuesta en frecuencia o parámetros modales [8,63]. Cada armónico de la fuerza de corte producirá una vibración de acuerdo con el valor de la flexibilidad dinámica para la frecuencia de este armónico. De este modo, el espectro de vibración tendrá una forma similar al espectro de fuerza, pero filtrado por la FRF de la estructura. Consecuentemente, armónicos cercanos a resonancias producirán vibraciones mayores a aquellos que posean frecuencias en zonas poco flexibles (ver Fig. 23).

La teoría clásica de vibraciones dice que se ha de tratar que las frecuencias naturales de la estructura estén fuera del rango de excitación. Se puede decir que, desde el punto de vista de las vibraciones forzadas, el caso que producirá más vibraciones es aquel en el que la frecuencia del armónico de mayor amplitud sea igual a la frecuencia del modo más flexible de la estructura (caso de resonancia).

Una fresadora universal actual puede tener varios cabezales con los que el rango de excitación puede cambiar. Si se consideran los rangos más frecuentes de giro, las fuerzas de fresado pueden introducir en una máquina armónicos desde 5 a 5000Hz [10]. Por lo tanto, resulta del todo imposible diseñar las máquinas-

herramientas de tal modo que los modos de la estructura estén fuera del rango de excitación.

Aunque esta última afirmación puede parecer dramática, la práctica indica que las vibraciones forzadas, raramente, generan dificultades desde el punto de vista del acabado superficial [8].

Las vibraciones forzadas tienen su mayor amplitud en operaciones de desbaste, en estos casos las tolerancias exigidas suelen ser bastante burdas, por lo que generalmente no se ven afectadas por este tipo de vibraciones. Por otra parte, en operaciones acabado las fuerzas de corte son pequeñas, por lo que la amplitud de las vibraciones también lo es. Hay que tener en cuenta, también, que en operaciones de desbaste de acero los modos críticos están relacionados con modos de la estructura, que resultan estar bastante amortiguados, por lo que la vibración forzada no resulta ser excesiva.

Aun así, es posible encontrar situaciones en los que la vibración forzada afecte negativamente al acabado de la pieza [64]. Esto se puede dar, especialmente, en casos de piezas de rigidez reducida como, por ejemplo, en el mecanizado de paredes delgadas metálicas, en el mecanizado de materiales duros con fresas de gran voladizo y cuando el amortiguamiento de modos estructurales es extraordinariamente bajo.

Además, en general, si las vibraciones forzadas resultan ser problemáticas se pueden reducir variando las condiciones de corte, especialmente, la velocidad de corte y el número de dientes. Como conclusión se puede decir que las vibraciones forzadas en fresado en comparación con las autoexcitadas rara vez resultan ser problemáticas y en caso de serlo resultan fáciles de reducir.

2.3.4. Identificación del origen de las vibraciones

El fenómeno vibratorio es una consecuencia de la aplicación de una fuerza o excitación a un sistema estructural. En particular, las máquinas-herramienta son estructuras que son excitadas por fuerzas variables de diversas fuentes. Cada tipo de fuente provoca un fenómeno vibratorio distinto en su sistema estructural. Éstas se pueden distinguir de forma general entre internas o externas. Dentro de las internas se encuentran las producidas por los accionamientos de la estructura, las relativas al proceso de fabricación y las que ocurren por desalineamientos en elementos rodantes o rotativos.

Para poder discernir, en primera instancia, las posibles causas o procedencia de una vibración hay que analizar su rango de frecuencia. Las siguientes generalidades pueden ayudar en la búsqueda.

- Si la frecuencia se encuentra a 50 Hz, la señal está contaminada por armónicos de la red eléctrica. Se hace necesario un filtro eléctrico o una batería para realizar las medidas.
- Algunas frecuencias pueden ser excitadas por motores en funcionamiento, como sistemas hidráulicos o compresores. Es necesario un análisis con la máquina en ausencia de movimiento para detectarlos.
- Si la vibración perdura en el tiempo lo hará aproximadamente a la frecuencia de la fuerza generadora.
- Si las frecuencias o sus armónicos coinciden con la velocidad de giro del husillo. Se debe a desalineamientos o excentricidades en el eje de rotación de sus componentes.
- Las aceleraciones y deceleraciones bruscas de los accionamientos pueden causar vibraciones durante el mecanizado. Las fuerzas de inercia de los

componentes son los que excitan los modos estructurales con lo que son mayores con su masa y aceleración[65,66].

- Los desequilibrios de masas giratorias en el sistema o defectos de rodamientos y engranajes pueden causar señales con armónicos o pulsantes [43].

Una vez analizadas esas hipótesis, se puede asegurar que la excitación que crea la inestabilidad se produce en el proceso de mecanizado. La presencia de vibraciones autoexcitadas se confirma cuando se presenta una vibración que no coincide con ningún armónico de la velocidad de giro del husillo principal y se encuentra en las cercanías de un modo de vibración principal de la máquina.

2.3.5. Modelos dinámicos de máquina herramienta

En el mundo de máquina herramienta ha habido muchos intentos de caracterizar la dinámica de la máquina para introducirla en un modelo de estabilidad. En la bibliografía hay numerosas maneras de caracterizar la dinámica de las máquinas herramienta. En general cada investigador desarrolla su modelo de estabilidad para un proceso en concreto y de este modo desprecia factores que no influyen en el proceso considerado. Hay que diferenciar los métodos experimentales y los métodos numéricos:

Métodos experimentales

Los modelos dinámicos que se utilizan pueden ser globales o centrados en el punto de corte TCP. Hay que tener en cuenta que las vibraciones de la máquina afectan a la productividad en la medida que afectan al espesor de viruta. Luego, existen modelos muy centrados en el proceso y su estabilidad que caracterizan la dinámica solo del punto de corte [63]. En el caso más general las propiedades dinámicas han de obtenerse tanto en lado de la herramienta como en el lado de la pieza. En el caso de los diseñadores de máquina, el modelo dinámico ha de

extenderse a toda la estructura de máquina con el objetivo de definir el origen del movimiento del modo y las pautas de mejora [43].

En la bibliografía se han encontrado dos maneras a la hora de caracterizar la dinámica en el punto de corte: mediante parámetros modales [67] o directamente mediante funciones de respuestas en frecuencia (FRF) [45].

El conjunto máquina/herramienta/pieza resulta ser un sistema continuo que puede ser discretizado y caracterizado por un número pequeño de nodos [8]. Así hay autores [35,67] que trabajan en el dominio del tiempo, que caracterizan la dinámica del proceso con un número discreto y relativamente pequeño de modos. Por otra parte, estos parámetros se obtienen mediante análisis modal y diferentes técnicas de ajuste [43,68].

Estos modos se caracterizan mediante la frecuencia natural, el amortiguamiento relativo del modo y la rigidez modal en el punto de corte (Fig. 26). Hay que tener en cuenta el hecho de que los modos tienen unas direcciones propias (coordenadas naturales) que no coinciden con las coordenadas cartesianas de la máquina. Este hecho, hace que a cada modo se le tenga que asociar un vector director que describe el desplazamiento modal en el punto de corte [69,70]. Este vector resulta ser la componente del vector modal en el punto de corte.

Hay autores que desprecian trabajar en coordenadas naturales o modales, y optan por ajustar las funciones en las coordenadas de la máquina (XYZ). De este modo se consideran en el punto de corte las FRF tanto directas (XX, YY, ZZ) como cruzadas (XY, XZ, YZ) en los lados pieza y herramienta. Posteriormente se obtienen los parámetros modales para cada función de respuesta en frecuencia [71]. Si se considera, por ejemplo, un modo de vibración que tuviese un desplazamiento modal en el plano XY de tal manera que formase un ángulo con el eje X, se dejarían notar en las FRF XX, YY y XY.

Modos de vibración	Dirección excitación	Frecuencia natural (Hz)	Amortiguamiento relativo	Rigidez (N/μm)
	U	37.5	0.04	184
		72	0.055	193
		89	0.045	126
		236	0.034	72
	W	80	0.05	315
		168	0.036	184
		278	0.104	79

Fig. 26. Parámetros dinámicos fresadora vertical [8]

Autores significativos [8,67] siguen esta última vía pero además desprecian el efecto de las FRF cruzadas. Esto supone en general una imprecisión que puede afectar según el caso.

La dinámica se puede caracterizar directamente mediante las FRFs obtenidas experimentalmente en la zona de corte tanto en el lado herramienta como en el lado pieza (Fig. 27). Esta vía es la que es utilizada mayoritariamente en los modelos que trabajan en el dominio de la frecuencia.

En el método más general, se obtienen 18 FRFs experimentales, aunque siguiendo el principio de reciprocidad de los modelos lineales las FRF cruzadas han de coincidir $\{H_{ij}\} = \{H_{ji}\}$. Siendo i y j los grados de libertad en la unión en las direcciones X, Y y Z.

$$\begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} & H_{xz} \\ H_{yx} & H_{yy} & H_{yz} \\ H_{zx} & H_{zy} & H_{zz} \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} = [H(\omega)] * \{F\} \quad \text{Ec. 8}$$

Donde $[H(\omega)]$ es la matriz de receptancia y/o matriz de flexibilidad.

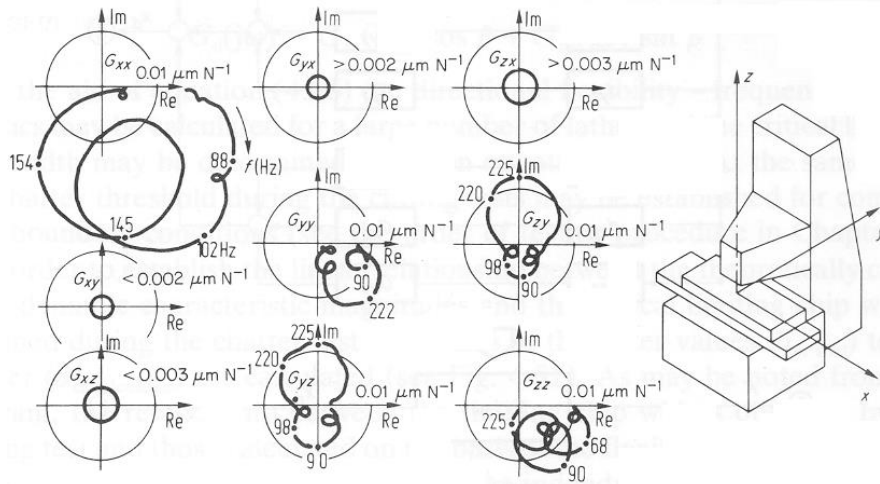


Fig. 27. FRFs experimentales [43]

Cuando se trabaja con FRFs resulta ser muy importante el definir el rango de frecuencias en el que se han de obtener buenas señales. Hay que tener en cuenta que en muchos casos y dependiendo de las características del acelerómetro no se pueden obtener buenas señales a frecuencias muy bajas, y que el rango superior de estudio se define al principio del ensayo.

Por ejemplo para el caso de fresados frontales de acero en grandes fresadoras habitualmente es suficiente un rango de excitación de 0-200Hz [72]. En este caso la rigidez dinámica depende poco de la herramienta y depende fundamentalmente de la posición de la máquina y del cabezal para las máquinas que puedan cambiar de cabezal automáticamente.

En el caso del desbaste de aluminio y de aleaciones ligeras el rango de excitación es distinto por lo que el rango de obtención de la rigidez dinámica ha de ser diferente (300Hz-3500Hz). En este caso la rigidez dinámica depende de la

herramienta, el portaherramientas, el husillo principal y el cabezal, y es independiente de la posición.

Tabla 2. Características dinámicas de diversos modelos

Autor/Año	Proceso	Dimensiones	Tiempo/frecuencia	Modelo	Rango
Koegnberger y Tlustý, 1970[8]	Fresado frontal de acero	2D→1D	Frecuencia	FRF (parte real)	0-300Hz
Altintas, 2001[63]	Fresado frontal aleación de Titanio	3D	Frecuencia	FRF (Directas)	0-150Hz
Engin y Altintas, 2001[73]	Desbaste de AL7075 con fresa semitórica	2D	Frecuencia /tiempo	FRF /parámetros modales	0-2000Hz
Engin y Altintas, 2001[71]	Desbaste de AL7075 con fresa cocodrilo	2D	Frecuencia /tiempo	FRF /parámetros modales	0-4100Hz
Altintas, Engin y Budak, 1999[74]	Desbaste de AL356	2D	Frecuencia /tiempo	FRF /parámetros modales	0-1000Hz

El tener en cuenta la flexibilidad del lado pieza y del lado herramienta resulta ser sencillo [75], y tan solo hay que sumar las matrices de respuesta en frecuencia de ambos lados en el mismo sistema de referencia.

Como se ha dicho anteriormente se pueden utilizar distintas vías para introducir la excitación controlada a la estructura de la máquinas-herramienta [8,43]. En el mundo industrial se ha impuesto la utilización del martillo de impacto instrumentado debido a la facilidad de utilización y la necesidad de introducir la excitación en la herramienta [76].

La FRF se puede obtener siempre que el sistema sea lineal. En el mundo real nada absolutamente lineal, y las máquinas herramientas no son ajenas a esta realidad. Sin embargo, la hipótesis de linealidad ha sido ampliamente asumida a partir de un nivel de fuerza [43]. Si las FRFs varían con el nivel de fuerza o la forma de la excitación el sistema tiene componente no lineal.

Rasper et al. [77] afirman que la dinámica de la máquina es la principal fuente de errores para predecir la estabilidad. Por esta razón, se han cuestionado los

procedimientos de caracterización dinámica, se han propuesto nuevos procedimientos experimentales.

Hoy en día, las pruebas de impacto son las más comunes para la identificación dinámica de parámetros pese a sus limitaciones para el análisis de no-linealidades. Diferentes autores han propuesto el uso de métodos de excitación alternativos más cercanos a las condiciones operacionales. En primer lugar, se puede usar un excitador [68,77] para estudiar el efecto del nivel de fuerza y linealizar pequeñas no-linealidades. Los efectos del husillo en rotación pueden medirse por medio de dispositivos especiales similares a los cojinetes magnéticos que permiten excitar la estructura durante la rotación [68,78].

Algunos autores también han intentado identificar los parámetros dinámicos en condiciones de corte utilizando métodos inversos (Suzuki et al, 2008), análisis modal operacional [79,80] o variaciones controladas de la fuerza de corte [81,82]. De este modo, se pueden estimar las variaciones ocasionadas por la operación de corte en los parámetros dinámicos.

Técnicas numéricas

El conjunto de la estructura máquina-herramienta-pieza tiene, por constitución, unos modos de vibración que pueden ser locales o involucrar a la estructura completa. No siempre un estudio total del conjunto formado por la estructura, husillo, herramienta y pieza es lo más eficiente desde el punto de vista computacional y numérico. Los modelos numéricos están centrados en la estimación de los modos críticos que limitan la productividad [13].

Por ejemplo, diversos autores han estudiado los modos locales que se producen en el conjunto husillo-portaherramientas-herramienta, ya que en el mecanizado a altas velocidades, los modos problemáticos están relacionados con la flexibilidad de este conjunto [7,83]. Debido a las características geométricas del conjunto han podido simplificar el problema a dos dimensiones de forma satisfactoria. También

han determinado que las frecuencias que excitan esos modos locales suelen ser relativamente altas, generalmente se dan en operaciones de desbaste y con materiales de gran maquinabilidad, asociadas al mecanizado de alta velocidad (HSM) [84,85].

La simetría cilíndrica del conjunto compuesto por husillo y herramienta permite la utilización de vigas de Euler y Timoshenko para realizar modelos dinámicos que permitan obtener los parámetros dinámicos de los modos críticos para HSM [86]. La universidad de British Columbia por otra parte ha desarrollado una aplicación (SPINDLE-PRO®) integrada dentro del entorno del CUT-PRO® que permite calcular los modos críticos [87] (Fig. 28). Estas aplicaciones basadas en elementos viga con la formulación de Timoshenko permiten probar distintas herramientas y poder seleccionar la herramienta que maximice la tasa de eliminación de material.

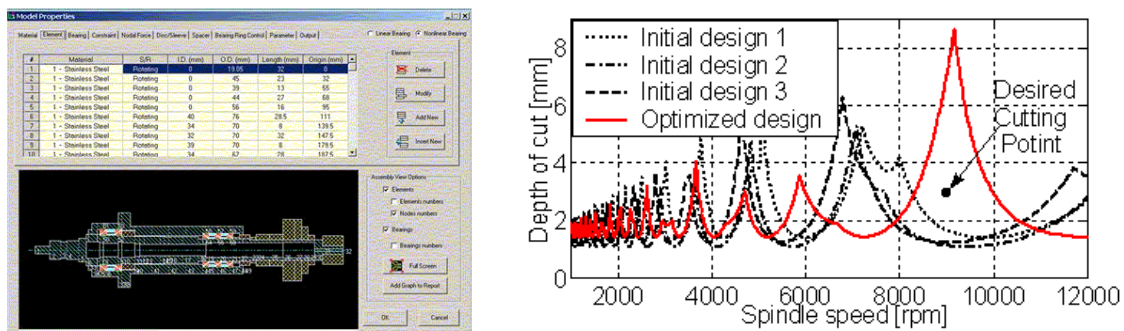


Fig. 28. Diseño de husillos mediante Spindle Pro®

Otra vía posible para elegir la herramienta la abren los modelos realizados en elementos finitos. Kivank y Budak [88] por ejemplo trataron de obtener los modos de vibración del conjunto herramienta/portaherramientas/husillo mediante un paquete comercial estándar. Los datos obtenidos eran utilizados en una segunda fase para obtener los lóbulos de estabilidad.

Hay que citar, finalmente, a Schmitz [89] que obtuvo la variación de los lóbulos de una herramienta mediante análisis de subestructuras basado en acoplamiento de

receptancias. Mediante este análisis se consiguen obtener las FRF del sistema resultante del acoplamiento de una parte fija (máquina) y otra parte variable (herramienta). Estas dos partes se caracterizan independientemente. Mediante esta herramienta es posible obtener a priori FRFs de distintas herramientas caracterizando experimentalmente la máquina sin herramienta y sumándole la dinámica de distintas herramientas obtenidas por medio de FEM, vigas de Euler o Timoshenko. Se trata por lo tanto de una aproximación híbrida donde se acoplan FRFs experimentales y numéricas.

Pero hay casos, en los que el análisis local no es suficiente para la predicción de algunos modos experimentales, por lo que surge la necesidad del estudio de la estructura completa. De hecho, diversos autores han comprobado que los modos estructurales son de gran importancia cuando las frecuencias que excitan durante el mecanizado son bajas [63,72,90].

Pese a que durante los años sesenta se propusieron modelos basados en vigas para estimar la rigidez estática y dinámica de las estructuras [8], en la actualidad los modelos dinámicos de estructura se basan exclusivamente en los elementos finitos (Fig. 29).

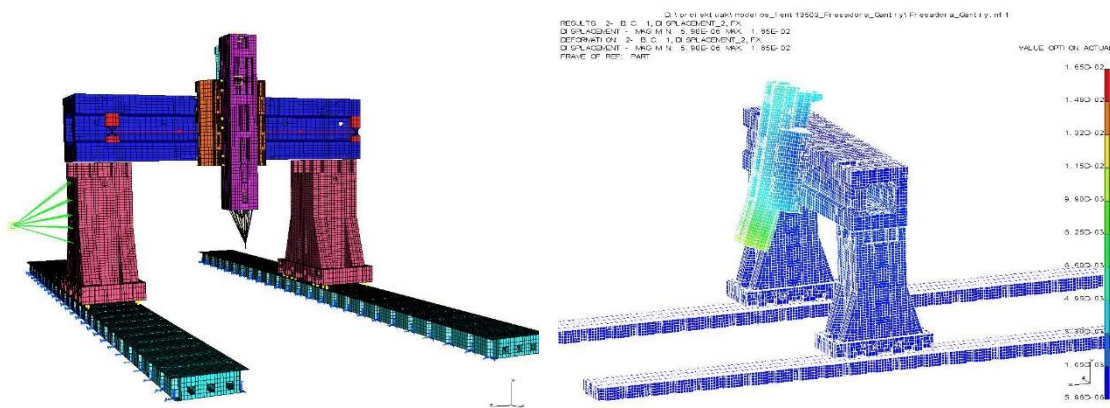


Fig. 29: Modelos de elemento finito de la estructura de fresadora Gantry y modo estructural que limita la capacidad de corte de grandes desbastes

Uno de los puntos débiles de estos modelos numéricos está relacionado con la imposibilidad de calcular el amortiguamiento. Este amortiguamiento se concentra en las uniones y esto acentúa la necesidad de construir modelos que permitan aproximar la rigidez dinámica de las uniones.

2.4. Uniones en Máquina Herramienta

2.4.1. Introducción

Como se ha expuesto en el capítulo 1, los componentes mecánicos de una máquina-herramienta están unidos mediante uniones.

Son las uniones las responsables del 60% de la rigidez dinámica y el 90% del amortiguamiento total de la estructura [91]. Este hecho conlleva un problema complejo a la hora del cálculo de las frecuencias naturales y modos de vibración asociados en estructuras completas.

Las principales propiedades o características de una unión son la rigidez (K) y el amortiguamiento (C). Estas propiedades son las que definen el comportamiento estático y dinámico de la unión ante las fuerzas que se generan en el contacto. El modelo lineal bidimensional simplificado de la unión de n contactos es el muelle-amortiguador definido en la Fig. 30.

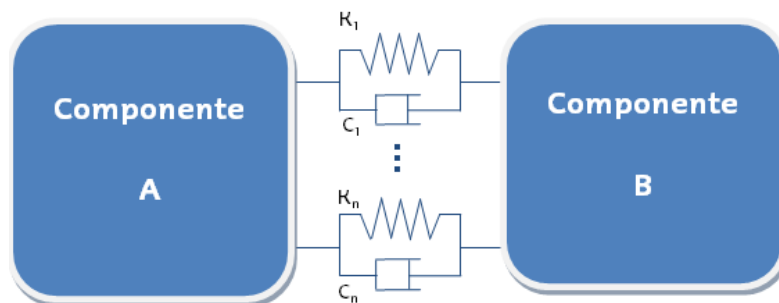


Fig. 30. Modelo muelle amortiguador

2.4.2. Tipos de uniones en máquina herramienta

Estas uniones pueden ser rígidas, flexibles o permitir el movimiento en alguno de sus grados de libertad [92].

Las uniones son regiones de los sistemas mecánicos donde interaccionan las subestructuras que lo componen. Los componentes se mantienen en contacto debido a la imposición de fuerzas de contacto. Las fuerzas de contacto restringen el movimiento en diferentes grados de libertad, y dependiendo cuantos grados de libertad estén restringidos se pueden dividir en:

- Uniones fijas: Aquellas que no permiten el movimiento relativo entre los componentes que une ya que tiene restringidos todos los grados de libertad.
- Uniones flexibles. Aquellas que permiten un movimiento relativo elástico entre componentes. La deformación está relacionada con las fuerzas de contacto.
- Uniones móviles. Las que permiten movimiento relativo entre componentes en algún grado de libertad. No sufren restricción en dicha dirección

La unión más sencilla y estudiada es la atornillada. Las uniones atornilladas tridimensionales constan de un área de contacto con un mínimo de 3 puntos de contactos espacialmente desalineados. El sistema tornillo-tuerca impone una rigidez elevada a los desplazamientos y giros relativos entre componentes. A continuación se presentarán las investigaciones que se han llevado a cabo de este tipo de contacto de forma bidimensional. Yoshimura [93] fue uno de los primeros autores en demostrar analíticamente que la rigidez/amortiguamiento de uniones atornilladas y de guías de fricción dependen del estado de la unión (Fig. 31).

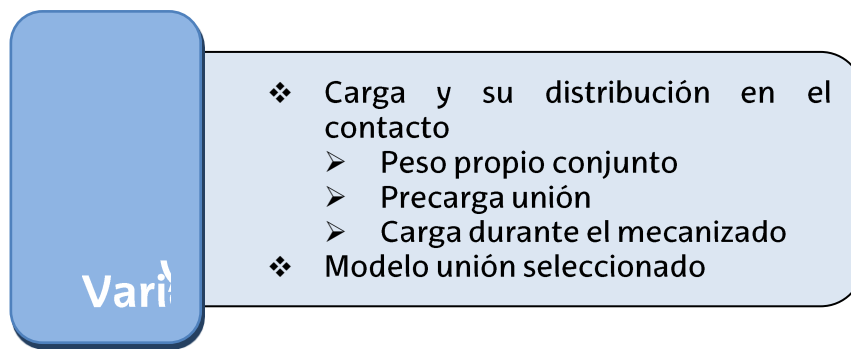


Fig. 31. Variables que la depende la rigidez según Yoshimura [93]

Las propiedades de la unión dependen en gran medida de las condiciones de la unión y además, las uniones atornilladas pierden rigidez a lo largo de un periodo de tiempo, incluso aunque estén precargadas [94]. Estos cambios son transitorios durante el asentamiento de la máquina y llega un momento en el que tienden a valores constantes. Además, según Ibrahim [95], no es posible garantizar que todos los puntos de la superficie del contacto tengan las mismas condiciones de carga. Con lo que cada punto de contacto tendrá unas características distintas. En el desarrollo, tuvo en cuenta la precarga de las conexiones atornilladas y su efecto al aplicar fuerzas inferiores a la precarga existente en el conjunto tuerca-tornillo. Por lo que confirma la existencia de un factor de relajación de la precarga en condiciones de servicio.

Kim et al. [96] demostraron que en una unión fija es necesario unir los componentes en varios grados de libertad para evitar las deformaciones locales y que simular el tornillo mediante elementos finitos tiene un coste computacional elevado. Su desarrollo consta de un conjunto de puntos de contacto en forma de tela de araña que es más eficiente. Aun así, esta solución no es aplicable a grandes estructuras.

Los elementos de guiado más utilizados en máquinas-herramienta son las guías lineales con elementos rodantes (Fig. 32).



Fig. 32. Montaje de guías/patines Scheeberger sobre bancada

Los elementos rodantes pueden estar formados por bolas o rodillos. Los rodillos son capaces de transmitir mayores cargas con una vida útil mayor que las bolas[97]. En cambio, las bolas tienen un rozamiento menor y sufren en menor medida de desalineamientos (Carriage drift) [98–101]. Se demuestra que la vibración producida por los desalineamientos o la propia recirculación de las bolas depende linealmente de la velocidad y de la precarga[102,103].

Estas uniones deben garantizar suficiente rigidez estática y dinámica para que la máquina se comporte adecuadamente. En la actualidad, el auge de este tipo de guías se debe a sus mayores prestaciones dinámicas y facilidad de instalación. En cuanto a sus propiedades, aunque los fabricantes aportan las curvas de rigidez, esta información puede ser demasiado general o estar referida al comportamiento estático (Fig. 33).

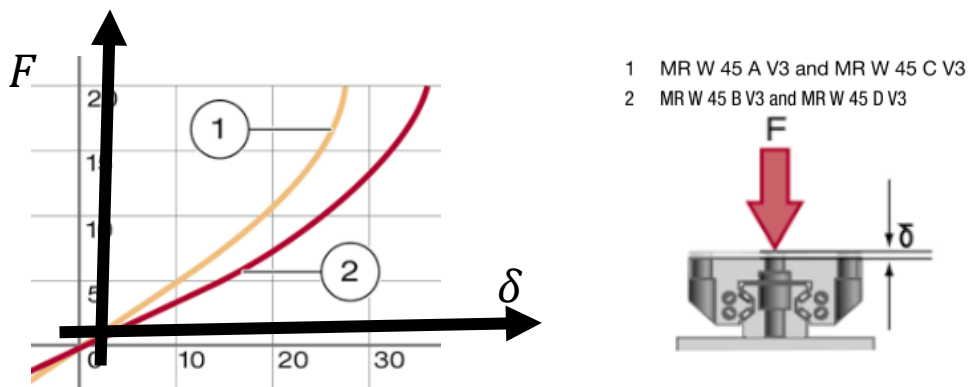


Fig. 33. Curva fuerza/deformación estática axial de guías lineales a rodillos MRW 45 de Schneeberger [104]

Por ello, hay varios autores que han desarrollado procedimientos que permiten una caracterización más completa. Hung [105] consideró que a efectos prácticos los elementos rodantes de las guías lineales se pueden sustituir de forma simplificada por muelles y que podían considerar los contactos como elementos muelle/amortiguador. Además, afirmó que la carga soportada por el carro tiene gran influencia en las características vibratorias de la estructura debido al cambio, entre otras variables, de la rigidez del contacto. Es por ello por lo que un cambio de configuraciones geométricas de los componentes en la máquina puede afectar la dinámica de la estructura. Shaw et al. [106] en su investigación de la rigidez de las guías lineales de bolas sin precarga consigue una buena correlación entre resultados teóricos, utilizando fórmulas del contacto y resultados experimentales. Cheng et al. [107], modelizó el comportamiento de fricción de guías lineales de rodillos en función de la fuerza externa, velocidad, precarga y lubricación. Mientras que Chlebus y Dybala [15] introdujeron un modelo de rigidez no lineal para sistemas de guiado en máquinas-herramienta, aplicándolo para la resolución de problemas estáticos. Para ello, introdujeron el contacto de fricción por medio de una capa flexible en elementos finitos (Fig. 34).

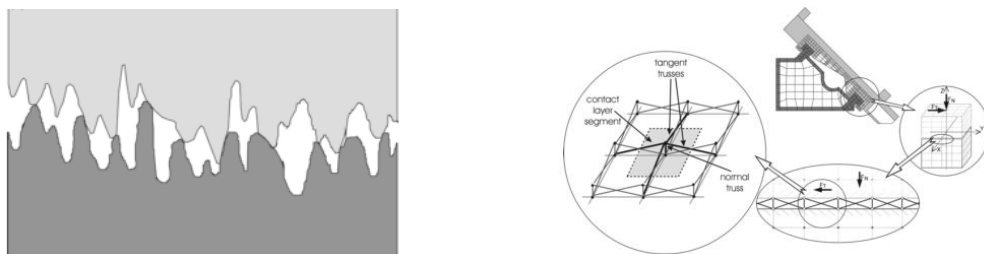


Fig. 34. Modelización mediante el contacto de fricción de la intercara [15]

2.4.3. Tipos de accionamientos en máquina herramienta

En cuanto a los sistemas de accionamiento en máquinas-herramienta, se puede destacar dos tipos: accionamiento rotativo con husillo a bolas y accionamientos lineales. Los más utilizados son los motores rotativos con transmisión por medio

de husillos a bolas. En la actualidad, se emplean ampliamente por su alta eficiencia, poco desgaste, larga vida útil. El sistema de transmisión husillo a bolas se encarga de la transformación del momento torsor, generado por el motor rotativo, a fuerza axial de avance del eje [108,109]. La vibración estructural originada por el modo axial y el torsor del husillo dificulta el posicionamiento de los ejes. [110]. En este trabajo, se desarrolla un control de lazo cerrado filtrado que atenúa el modo axial y el torsor.

Habitualmente, estos husillos se han estudiado mediante modelos sencillos en los que se emplean masas puntuales para las partes más rígidas, mientras que las conexiones se realizan mediante elementos tipo muelle. Los modelos presentados por Varanasi et al.[111], Whalley et al. [65] y Kamalzadeh et al. [110] eran capaces de reproducir las vibraciones axiales y de torsión, pero no tenían en cuenta las vibraciones transversales. Zaeh et al. [108] incluyeron el efecto de las vibraciones transversales, realizando un modelado del sistema de accionamiento mediante EF que, junto con el modelo de EF de los componentes de la máquina, permitía analizar el comportamiento dinámico del sistema mecánico completo. Okwudire y Altintas [26] desarrollaron un modelo más completo capaz de reproducir los tres tipos de vibraciones y los compararon con resultados obtenidos experimentalmente, obteniéndose una buena correlación. Chen et al. [112] han investigado la rigidez dinámica de contacto entre bolas y husillo, validando los resultados teóricos con ensayos experimentales. Xu et al. [113] han desarrollado un modelo que incluye el efecto de la fricción en husillos a bolas, verificando los resultados del modelo experimentalmente.

Para largas distancias de recorrido, el sistema de accionamiento recomendado es el basado en piñón-cremallera, ya que se pueden dar dos fenómenos adversos en husillos. El primero es el error de posición generado por el momento torsor cuando la longitud del husillo se eleva. El segundo, sin embargo, sería el de evitar el fenómeno de pandeo. Este último fenómeno se describe mediante la fórmula de Euler La fuerza crítica a la que una viga pandea se plantea en la Ec. 9.

La fuerza es proporcional al módulo de Young E, al momento de inercia mínimo de la sección transversal I_{min} e inversamente proporcional a la longitud equivalente al cuadrado.

$$P_{cr} = \pi^2 \frac{E * I_{min}}{L_e^2} \quad \text{Ec. 9}$$

Además, si se elige el sistema piñón-cremallera se pueden montar varias cremalleras una a continuación de otra. Como sucedía en los husillos, dependiendo de la configuración de la máquina y de los elementos estructurales, se puede precargar el sistema piñón-cremallera para aumentar la rigidez, disminuir la holgura de inversión o "backlash" y prevenir vibraciones autoexcitadas [23]. Esta precarga se lleva a cabo por medio de dos piñones en contacto con la cremallera que ejercer un par ligeramente diferente con lo que se aseguran dos puntos de contacto y por tanto eliminación de la holgura[60].

Estos sistemas de guiado y accionamiento, junto con la estructura propia de la máquina, deben garantizar suficiente rigidez estática y dinámica para que la máquina se comporte adecuadamente.

2.4.4. Métodos para la caracterización de uniones

Para realizar una buena caracterización de la unión es necesario simplificarla de forma realista. Su complejidad proviene de tres fuentes diferenciadas [114].

1. Gran número de variables (fuerzas en la intercara, geometría de la unión, lubricación, etc....) de las que depende el comportamiento de la unión.
2. Casi nula accesibilidad que presentan habitualmente las zonas de contacto entre componentes de la estructura, por lo que se requiere de una aproximación si se quiere estudiar experimentalmente.

3. La presencia de no linealidades debido al rozamiento o a la presencia de lubricación hace inviable el estudio de la unión en todo el rango de frecuencia y para cualquier valor de excitación. Por lo tanto, para abordar el problema es necesario definirlo en niveles de fuerza y rango de frecuencias bajo.

Los métodos para la identificación de uniones pueden diferenciarse según la forma de obtener sus variables de entrada. Si las variables de entrada son halladas mediante formulaciones teóricas se dirá que es analítico. Si en cambio, se obtienen de modelos discretizados se les considera numéricos (Fig.35).

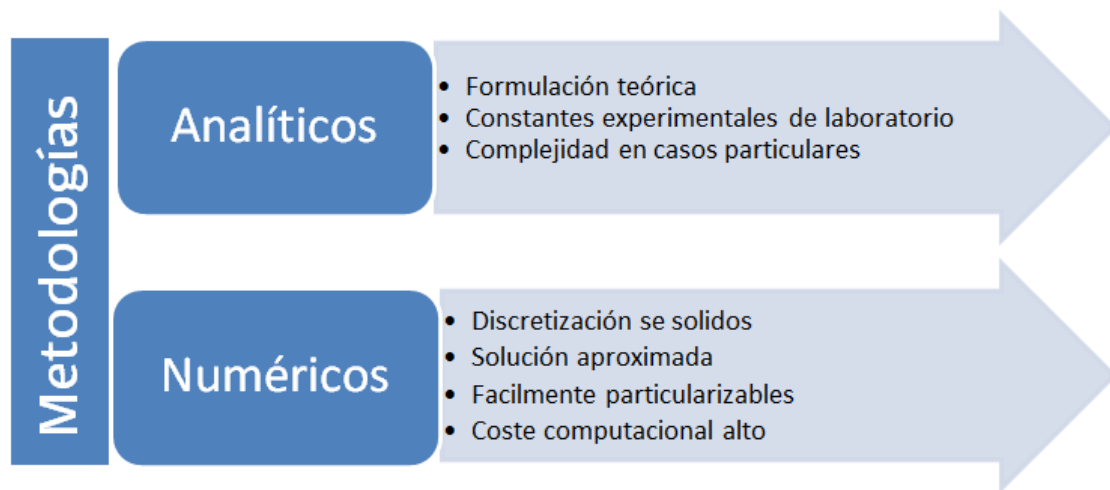


Fig. 35. Tipos de metodología y características

La identificación de uniones por métodos analíticos se basa en la obtención de una solución general a partir de un conjunto de ecuaciones elementales definido por las fórmulas teóricas del contacto y de fricción [115]. Lo que permite el cálculo en condiciones diversas para uniones fijas por medio de la teoría del contacto de Hertz [116]. Otra formulación analítica utilizada, es la modelización de portaherramientas por medio de técnicas espectrales de Tchebychev con la ecuación de la viga de Timoshenko para obtener una solución completamente parametrizada [117].

La dificultad de los métodos analíticos radica en hallar los parámetros de las ecuaciones que hacen que el modelo se ajuste a cada caso concreto. Para ello, se definen constantes obtenidas de forma experimental en condiciones de laboratorio, que posteriormente se generalizan para todo tipo de uniones. Aunque tienen en cuenta un gran número de variables como el módulo elástico o el coeficiente de Poisson, en la práctica, resultan ser muy complejos y difíciles de aplicar.

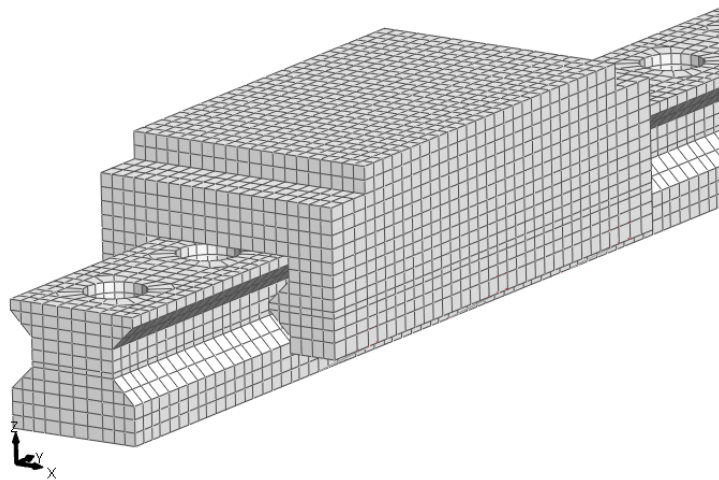


Fig. 36. Discretización de unión patín-raíl en sistemas de guiado por medio de elementos finitos

El método de elementos finitos, en cambio, permiten obtener modelos globales de los sistemas mecánicos mediante técnicas de discretización que reflejan aproximadamente su comportamiento real [118]. La solución que se obtiene es, por tanto, aproximada pero su acercamiento a la solución exacta aumenta, entre otros factores, con el número de elementos discretos definidos. Es decir, en estructuras grandes se requiere un gran número de elementos con lo que el esfuerzo computacional y conllevar errores de cálculo debidos, por ejemplo, al mal condicionamiento en la inversión de matrices[119]. Son fácilmente particularizables si se introducen datos experimentales del problema bajo condiciones concretas. A diferencia del método analítico, en los numéricos no se

parten de planteamientos teóricos generales, ni requiere de una generalización previa (como por ejemplo las fórmulas del contacto de Hertz).

Por otra parte, en el método numérico, existe un compromiso entre un mayor detalle del modelo y un mayor coste computacional. Además, cuando se realiza un modelo de una estructura compleja, generalmente, es necesario introducir simplificaciones en la fase de modelado, teniendo en cuenta que los resultados deben aproximarse al comportamiento real del sistema estudiado [56]. Un diseño demasiado simplificado puede conllevar un comportamiento alejado de la realidad.

En cualquiera de los métodos de análisis que se utilizan, con frecuencia, es necesario recurrir a técnicas experimentales para determinar algunas propiedades [120–123]. Estas limitaciones deben ser consideradas para definir el alcance del modelo. Como por ejemplo, los excitadores habituales son incapaces de excitar frecuencias cercanas a 0 o frecuencias muy altas ($>5000\text{Hz}$) de forma clara [124].

2.5. Técnicas de acoplamiento de subestructuras

2.5.1. Introducción

El método de los elementos finitos constituyó un gran avance para el análisis de problemas dinámicos y estáticos de sistemas complejos. Sin embargo, la complejidad inherente a un número creciente de problemas de ingeniería, dio lugar a otras limitaciones para el estudio de la estructura discretizada, principalmente, debido al gran orden de las matrices involucradas en el proceso. Por lo que fue necesario un enfoque más general, por el cual, se podía considerar que una estructura compleja estaba formada por diferentes subestructuras o componentes, cada uno de los cuales podía analizarse individualmente e independientemente de los otros. De esta forma, antes de ensamblar la estructura, cada análisis se podría hacer mediante cualquier método que fuese el más conveniente y los modelos de las subestructuras podrían ensamblarse para obtener las ecuaciones relativas a la estructura completa. Esta es la idea que subyace en los ahora bien conocidos métodos de acoplamiento de subestructuras para resolver problemas estáticos y dinámicos. Por lo que es necesario un enfoque más general por el cual una estructura compleja pudiera considerarse como formada por diferentes subestructuras (o componentes), cada una de las cuales podría analizarse primero individualmente e independientemente de las demás.

De esta manera, antes de ensamblarse para formar la estructura completa, cada análisis podría hacerse por el método que fuera más conveniente y, finalmente, los modelos de subestructura podrían ensamblarse juntos para obtener las ecuaciones relacionadas con la estructura completa. Esta es la idea que subyace en los conocidos como técnicas acoplamiento de subestructuras.

En sus inicios, la idea se limitaba al uso de modelos puramente teóricos, pero con frecuencia ciertos modelos de subestructura no podían formularse

adecuadamente debido a su complejidad, el método se desarrolló para incorporar modelos derivados también por una vía experimental. Esta vía diferente no solo puede complementar un modelo teórico del subsistema por medio de la validación y la actualización, sino que también puede proporcionar un modelo de subsistema adecuado y confiable para el ensamblaje directo en el proceso de acoplamiento.

En la actualidad, esta vía tiene una contraparte experimental denominada análisis modal experimental. Los avances recientes en los métodos de análisis modal y en el procesamiento digital han reducido el tiempo requerido y han aumentado la precisión y la confianza asociadas con la determinación experimental de parámetros modales, que son los ingredientes esenciales para construir un modelo experimental.

Las ventajas de los métodos de acoplamiento de subestructuras son:

1. Obtener las propiedades dinámicas de un sistema complejo a partir del ensamblaje de componentes o subsistemas. Cada componente puede ser tratado por un modelo más preciso y refinado. En ciertos casos, puede suceder que los componentes aún sean demasiado grandes para ser analizados por medios experimentales convencionales, especialmente si tienen que suspenderse para simular condiciones de soporte libre-libre.
2. Posibilidad de crear una biblioteca de subsistemas estándar para los cuales ya se ha logrado un alto nivel de modelado.
3. La ubicación y el tiempo para cada análisis de componentes pueden seleccionarse durante la etapa de diseño, ya que diferentes organizaciones en diferentes sitios pueden realizar el análisis para cada parte.
4. Cada modelo dinámico puede obtenerse mediante análisis teóricos o mediante ensayos de los subsistemas individuales, estos son más fáciles de

manejar que el sistema total. Una mezcla de modelos de subsistemas teóricos y experimentales es uno de los principales requisitos para utilizar técnicas de acoplamiento.

5. Cualquier modificación estructural que deba aplicarse en cualquier momento solo implica un nuevo análisis de la parte afectada. Un cambio de diseño en una parte solo implica nuevos datos para esa parte modificada que luego se pueden combinar con los componentes restantes no modificados, sin requerir un nuevo análisis del resto de la estructura.

Por lo tanto, existen ventajas como los tamaños de las matrices a nivel del subsistema y el tiempo de computación mientras que se mantiene una descripción precisa de las propiedades dinámicas. Cualquier formulación imprecisa del modelo reducido o condensado afectará el comportamiento dinámico previsto para todo el sistema.

En el proceso de reducción o condensación realizado en la etapa del subsistema conduce a una distinción entre las diferentes técnicas de acoplamiento disponibles en dos categorías principales (Fig. 37). Por un lado, existen técnicas en las que el orden de las matrices involucradas en la ecuación de movimiento final está dictado por el número de coordenadas mantenidas (primarias) pertenecientes a cada modelo de subsistema (reducido). Por otro lado, existe otra categoría de técnicas que también se benefician de una reducción realizada a nivel de componente, pero esta vez en función del número de modos incluidos.

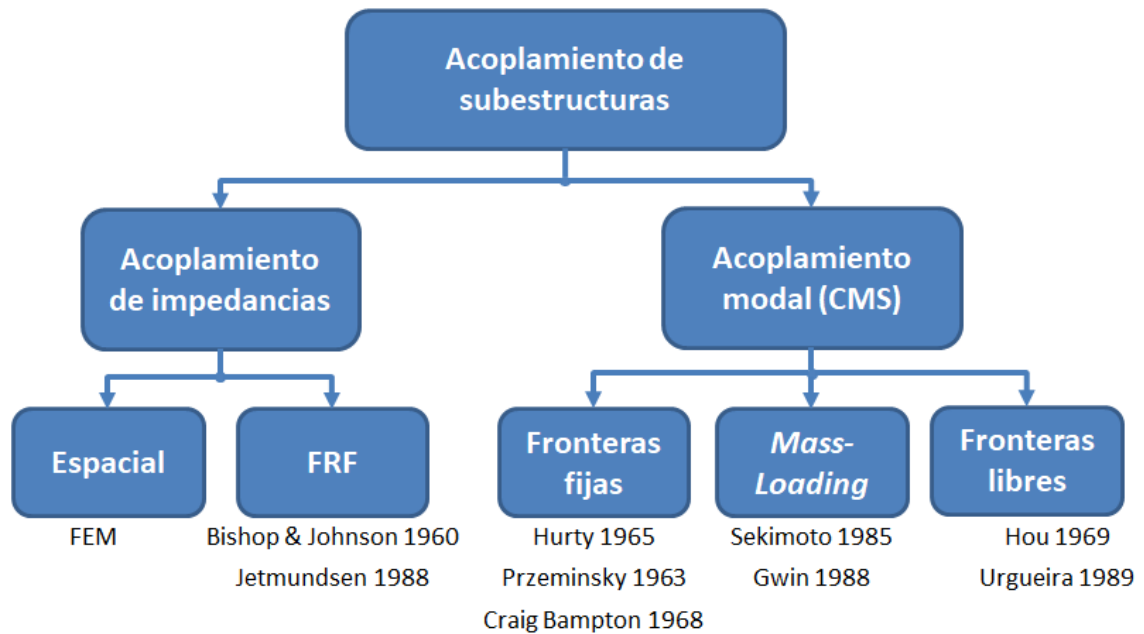


Fig. 37. Clasificación de técnicas de acoplamiento de subestructuras de Ewins [125]

Las técnicas de acoplamiento de impedancia se ocupan principalmente del acoplamiento de subsistemas cuyos modelos se describen ya sea por sus propiedades espaciales o por las propiedades de respuesta. El primero de estos tipos de modelo se usa ampliamente en el método de Elementos Finitos, pero rara vez se usa en casos que involucran modelos experimentales. Aunque los modelos de respuesta pueden obtenerse mediante análisis teóricos, en su mayoría constituyen los datos brutos disponibles del análisis modal experimental.

Las técnicas que forman el segundo grupo se aplican en aquellas situaciones en que los modelos componentes se describen por sus propiedades modales-Modelos modales. Este tipo de modelo se genera a partir de la solución del problema de valores y vectores propios, si se utiliza una herramienta teórica como el método de elementos finitos, o puede derivarse de un proceso de identificación llevado a cabo con datos FRF medidas.

Las técnicas de acoplamiento de subestructuras dividen las estructuras complejas en subestructuras, simplificando así el problema. Para después, ensamblar los modelos y obtener la estructura completa [21,126]. Por lo que se reduce la complejidad de los cálculos, evitando recalcular las propiedades dinámicas de componentes que no hayan cambiado de posición o disminuyendo el rango de frecuencias en estudio. Además, estas técnicas permiten utilizar distintas formas de modelado dependiendo si se refiere a un componente o una unión. Los modelos de cada componente pueden ser obtenidos de forma puramente teórica o experimental. Haciendo de esta técnica muy versátil y eficiente.

La forma de lograr la reducción requerida, que se realiza de forma independiente en cada componente, depende del formato seleccionado para describir sus características dinámicas. De hecho, los tres tipos posibles de modelo de subsistema (espacial, modal y de respuesta) están interrelacionados. Un componente de una estructura puede representarse por medio de tres modelos equivalentes: espacial, modal y mediante funciones de respuesta [124]. A continuación, se describirán cada uno de ellos.

Modelo espacial

El modelo espacial lo componen grados de libertad agrupados en nodos cuya posición se encuentra caracterizada por sus coordenadas espaciales. Estos nodos se encuentran unidos mediante elementos. Estos nodos y elementos son unidades básicas del Método de Elementos Finitos (MEF). Los valores de masa, rigidez y amortiguamiento asociados a cada grado de libertad son las propiedades distribuidas espacialmente. Las matrices globales de masa, amortiguamiento y rigidez tienen por tanto una dimensión igual al número de grados de libertad del modelo.

Modelo modal

El modelo modal se compone de propiedades modales que representan las propiedades dinámicas en términos de frecuencias naturales y modos de vibración asociados. Cada modo se define mediante una frecuencia de resonancia amortiguada, un amortiguamiento modal y una forma de modo. La dimensión de este modelo dependerá del número de modos seleccionados para representar el modelo real como se verá en capítulos siguientes. Debido a la ortogonalidad de las formas de modo relativas a las matrices de masa y rigidez, las siguientes relaciones de la Ec. 10. Donde N es la dimensión del modelo espacial y M la dimensión del modelo modal.

$$\begin{aligned} [m_r]_{M \times M} &= [\psi_r]_{M \times N}^T [M]_{N \times N} [\psi_r]_{N \times M} \\ [k_r]_{M \times M} &= [\psi_r]_{M \times N}^T [K]_{N \times N} [\psi_r]_{N \times M} \end{aligned} \quad \text{Ec. 10}$$

Estando las masas modales m_r y las rigideces modales k_r relacionadas como $\lambda_r^2 = k_r/m_r = \omega_r^2(1 + i\eta_r)$. Las masas modales se utilizan para escalar los modos, obteniéndose un nuevo sistema ortogonal:

$$\begin{aligned} [\Phi]_{M \times N}^T [M]_{N \times N} [\Phi]_{N \times M} &= [I]_{M \times M} \\ [\Phi]_{M \times N}^T [K]_{N \times N} [\Phi]_{N \times M} &= \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \lambda_r^2 & \\ & & \ddots \end{bmatrix}_{M \times M} \end{aligned} \quad \text{Ec. 11}$$

Este planteamiento es el formato normalizado para la presentación de los modos de vibración. De hecho, estas son las formas modales obtenidas a partir de las constantes modales que se extraen a partir de los datos medidos mediante la realización de un proceso de análisis modal (Ewins)

Modelos de respuesta

Las fuerzas $\{f(t)\}$ aplicadas al sistema pueden estar relacionadas con las respuestas $\{x(t)\}$ siempre que se conozcan las características dinámicas. Se

considera un sistema lineal excitado con fuerzas armónicas para el cual la relación de entrada/salida se puede escribir como en la Ec. 12. En el plano de las frecuencial, las funciones de respuesta en frecuencia $[H(w)]$ son el resultado de la división entre la respuesta $\{X(w)\}$ y la fuerza $\{F(w)\}$.

$$\{X(w)\} = [H(w)] * \{F(w)\} \rightarrow [H(w)] = \frac{\{X(w)\}}{\{F(w)\}} \quad \text{Ec. 12}$$

Las funciones de respuesta en frecuencia de un sistema pueden ser expresadas en diferentes unidades a través de las FRFs. En la Tabla 3, se muestran los nombres que reciben las FRFs según sus magnitudes físicas.

Tabla 3. Denominación de FRFs dependiendo de sus magnitudes

Magnitudes	$\frac{\textit{Desplazamiento}}{\textit{Fuerza}}$	$\frac{\textit{Velocidad}}{\textit{Fuerza}}$	$\frac{\textit{Aceleración}}{\textit{Fuerza}}$
Nombre	Admitancia Complianza Receptancia	Mobilidad	Acelerancia Inertancia
Magnitudes Inversas	$\frac{\textit{Fuerza}}{\textit{Desplazamiento}}$	$\frac{\textit{Fuerza}}{\textit{Velocidad}}$	$\frac{\textit{Fuerza}}{\textit{Aceleración}}$
Nombre	Rigidez dinámica	Impedancia	Masa aparente o dinámica

Desde un punto de vista experimental, cualquiera de estas matrices podría medirse directamente en la estructura. Dependiendo de si se considera el desplazamiento, la velocidad o la aceleración como la respuesta, la matriz de la función de transferencia $[H(w)]$.

2.5.2. Revisión de las diferentes técnicas de acoplamiento por subestructuras

Como se observa en la Fig. 37, las técnicas de acoplamiento de subestructuras se dividen en técnicas de acoplamiento de impedancia y técnicas de acoplamiento modal. A continuación se presenta una revisión de ambas técnicas.

Técnicas de acoplamiento de impedancia

En 1960, Bishop y Johnson [127] desarrolló un trabajo significativo en el desarrollo de los conceptos de impedancia. A partir de una formulación exacta del modelo de respuesta de un componente tipo viga, se podrían formular las propiedades del ensamblado de múltiples vigas. El trabajo expuesto por Jetmundsen et. al. [128] tiene la ventaja que puede usarse con FRF medidas directamente, esto lo hace sensible al ruido en la medida FRF afectando al método.

La aplicación de la técnica de acoplamiento de impedancias, conceptualmente simple, es sencilla cuando los componentes son susceptibles de modelación teórica, pero los sistemas prácticos complejos exigen que las impedancias del subsistema se deriven de datos experimentales, en lugar de una formulación puramente teórica.

El enfoque experimental del problema de acoplamiento de impedancias fue una de las razones principales que motivaron un avance en el desarrollo de técnicas y equipos adecuados para medir, evaluar y analizar datos. Ewins [125] presentó un trabajo exhaustivo sobre reglas básicas, técnicas de medición e interpretación y aplicación de datos medidos. La técnica de acoplamiento de impedancias se aplicó a muchos problemas de ingeniería, como los presentados por Klosterman [129] o Sainsbury y Ewins [130], Las principales dificultades encontradas en esas aplicaciones estaban relacionadas, principalmente, con la inconsistencia matemática de los modelos experimentales y con la insuficiencia de los medios para medir algunos términos en las matrices de FRF de ciertos componentes. En

su mayoría, esas FRF estaban relacionadas con las medidas de respuesta rotacional.

Las matrices de FRF obtenidas del ensayo de un componente tienden a estar mal-condicionada cerca de cada frecuencia de resonancia, especialmente cuando se estudian estructuras ligeramente amortiguadas. Si hay algún error en las FRF en la vecindad de esas regiones, lo que es más probable en los modelos medidos dando lugar a una inconsistencia matemática no deseable, surgirán fallos numéricos durante el proceso de acoplamiento y, como consecuencia, se obtendrán resultados sin sentido. Imregun et al [131], eliminó la inconsistencia, utilizando los datos obtenidos experimentalmente para hacer un análisis modal y luego, desde la base de los datos modales, se obtienen las FRF suavizadas para mejorar las predicciones.

Técnicas de acoplamiento modal

La técnica de acoplamiento modal, también conocida como síntesis modal de componentes. Es un método implementado en los paquetes de elementos finitos comerciales, al menos en su formulación básica [132–134]. La hipótesis fundamental de este método es que el comportamiento dinámico de una estructura puede representarse como una combinación lineal de respuestas dinámicas de sus componentes. Por un lado, la dinámica de las subestructuras con sus nudos de conexión fijos, y por otro lado, la dinámica de las subestructuras cuando se proporciona un desplazamiento o giro unidad a uno de los grados de libertad de conexión, manteniendo el resto fijos. De esta forma se obtiene un modelo reducido de cada subestructura cuyo tamaño depende del número de modos de vibración seleccionado en el método. A continuación, se ensamblan los distintos módulos teniendo en cuenta la existencia de elementos de unión, sistemas de guiado y accionamientos. Por ello, la síntesis modal de componentes sigue siendo objeto de estudio por numerosos investigadores, que tratan de introducir mejoras en las dos fases de esta técnica: reducción y ensamblado [135–

137]. Esta técnica se divide en dos métodos: los métodos de fronteras fijas y de fronteras libres.

Métodos de fronteras libres

Así, la reducción del sistema mediante la utilización de los modos de fronteras libres no proporciona una buena representación debido a que se pierde la flexibilidad estructural de las zonas de unión [133]. Craig y Chang [138] desarrollaron técnicas CMS empleando fronteras libres e híbridas para tener en cuenta los modos residuales. Bladh et al. [139] desarrolló una modificación de la formulación clásica del CMS de fronteras libres propuesta por Craig y Chang para mejorar la inestabilidad numérica que sufre el método original.

Métodos de fronteras fijas

El método de fronteras fijas se basa en la técnica de subestructuras estática propuesta por Przemieniecki [140]. Este método se dirigió principalmente hacia el uso de la técnica de elementos finitos con el desplazamiento total para cada coordenada (grado de libertad) del componente, calculado como una superposición de los desplazamientos obtenidos con condiciones de fronteras fijas. Hurty [132] propuso el método de la Síntesis modal de componentes, en ese momento enfocando su trabajo en los sistemas estructurales y teniendo en cuenta las propiedades elásticas y de masa del componente. Bampton y Craig [133] desarrollaron el método denominado Craig-Bampton que consiste en el acoplamiento de subestructuras minimizando el orden de las matrices para un menor costo computacional. Se aplica un cambio de variable que convierte los grados de libertad físicos en un híbrido de unos pocos grados de libertad físicos y de coordenadas generalizadas de modos de sólido libre. Posteriormente, Craig y Chang [141] expusieron un desarrollo utilizando fronteras libres e híbridas y con ello tener en cuenta los modos residuales, es decir, modos que no entran en el rango de frecuencia en estudio.

Por otro lado, son varios los autores que han recurrido a estimar el error en el problema de autovalores y autovectores que se presenta en la transformación de Craig-Bampton (CB). Un ejemplo es Kim et al. [142] que estima el error relativo del auto valor en dicho método mediante una matriz de transformación que considera el efecto de los modos residuales debido al truncamiento de la formulación original de CB. Bathe et al. [143], sin embargo, estima el error por medio de la transformación Lanczos y de su método de iteraciones en el subespacio.

Bourquin y d'Hennezel [144] propusieron un método de fronteras fijas basada en el uso de modos de interface para reducir el número de coordenadas frontera, aunque su desarrollo es interesante su aplicabilidad es un poco más costosa.

Para evitar modelos de orden elevado en la formulación de Craig-Bampton cuando las estructuras origen de estudio presentan grandes movimientos de traslación, siendo este el caso de las máquinas-herramienta (guías lineales). Se utiliza de una reducción dinámica de las matrices de rigidez y masa, y el empleo de elementos en la intercara que automáticamente transmiten las restricciones de desplazamiento/fuerza en las uniones entre los nodos más próximos en cada instante, dependiendo de la posición relativa de las estructuras móviles. Para hacer frente a esta limitación, Tran [145] desarrolló una técnica de síntesis modal empleando modos de interface parciales; su principal desventaja reside en el hecho de que el modelo reducido no guarda información sobre los grados de libertad de conexión entre diferentes componentes. En el campo concreto de máquinas-herramienta, el método de Craig-Bampton se ha empleado por Bianchi et al. [146], Altintas et al. [1], Fortunato y Ascari [147], Bianchi et al. [148] y Garitaonandia et al. [149].

La modelización de uniones es la parte más complicada del proceso de modelado total de la máquina. Las referencias mencionadas ponen de manifiesto que la

aplicación del método CMS en máquinas-herramienta permite la incorporación de los modelos desarrollados para las uniones entre componentes. Lo que es muy conveniente para modificar únicamente los modelos de unión sin tocar los modelos de los componentes. Es decir, las uniones están matemáticamente separadas de las subestructuras y los parámetros de estas uniones se pueden modificar de forma independiente. Recientemente, Jakobsson et al. [150] han desarrollado una metodología para refinar de forma adaptativa modelos creados mediante técnicas CMS empleando estimadores de error que permiten determinar de qué manera afecta cada subespacio CMS al error de la solución final. Perdahcolu et al. [151] presentan una estrategia para optimizar las características dinámicas de estructuras empleando análisis por subestructuras, incrementando de esta forma la eficacia computacional de los análisis dinámicos realizados.

Mass-Loading

Este método es un intermedio entre el método de fronteras fijas y el método de fronteras libres. Este método consiste en añadir unas masas discretas en las conexiones entre componentes [152,153]. Los efectos de esta masa son eliminados analíticamente después del ensamblaje. Hay trabajos en dicha línea como Karpel y Newman [154] y Karpel y Raveh [155] que también sugirieron emplear masas ficticias en las fronteras de la estructura central, con la cual las subestructuras adicionales forman una conexión estáticamente determinada.

2.5.3. Análisis de subestructuras mediante acoplamiento de receptancias

Por otro lado, como alternativa a las técnicas clásicas de CMS, diferentes investigadores, como Chae et. al. [156], han planteado el análisis modular por subestructuras utilizando la técnica de acoplamiento de receptancias (RCSA). Mientras que el método CMS se basa principalmente en el acoplamiento modal, en el que hay que realizar un análisis modal y obtener las matrices reducida de los

componentes, el método de acoplamiento de receptancias se basa en Funciones de Respuesta en Frecuencia (FRF)[157].

Estas FRFs se obtienen tanto de forma experimental mediante mediciones con acelerómetros (Acelerancia) como numéricamente a través de los modelos de EF. La principal ventaja de su cálculo experimental es la obtención de las curvas reales de la estructura, evitando modos numéricos que pueden no ajustarse a la realidad. Además, el hecho de tener que hallar las matrices reducidas despreciando los modos de alta frecuencia causa errores de truncamiento que pueden ser importantes si el rango de frecuencia calculado es pequeño.

Ren et al. [158,159], Park et al. [160] y Schmitz et. al.[161] fueron los pioneros en el desarrollo de técnicas de ensamblaje de receptancias para identificar la dinámica de las uniones sencillas desde un punto de vista numérico-experimental. En la Fig. 38 se observa el modelo simplificado de dos componentes y la unión formada. Obteniendo la receptancia de la unión de forma experimental se extraer las características de masa (m), rigidez (k) y amortiguamiento (c).

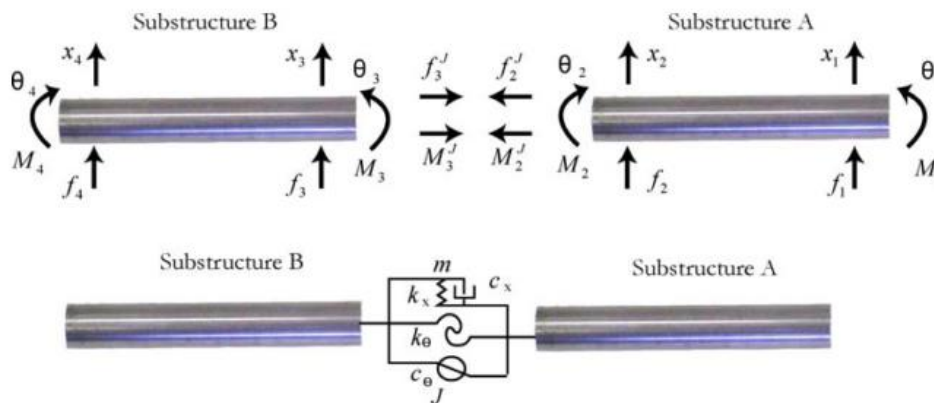


Fig. 38. Ensamblaje de componentes utilizando métodos de receptancias bidimensional [160]

En la Fig. 39b, se muestra el modelo bidimensional de Schmitz [162] para la obtención de la receptancia en el grado de libertad 1 (H_{11}), sabiendo la rigidez de la unión k .

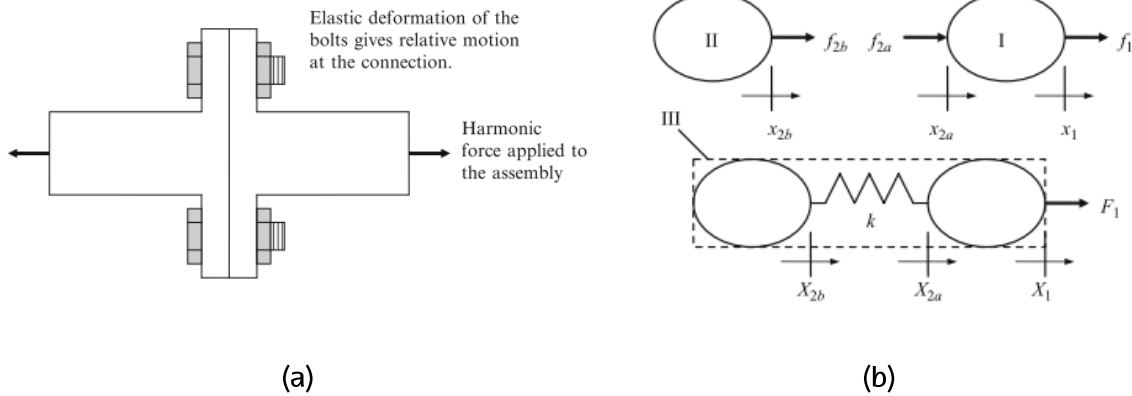


Fig. 39. (a) Unión atornillada (b) Modelo bidimensional de Schmitz

Los grados de libertad de los componentes por separado y la del ensamblaje son coincidentes, por lo que $x_1 = X_1$, $x_{2a} = X_{2a}$ y $x_{2b} = X_{2b}$. Para determinar $H_{11} = \frac{X_1}{F_1}$ se necesita la ecuación de compatibilidad (Ec. 13). Sabiendo que las receptancias en los puntos de unión y excitación se definen como $h_{2a2a} = \frac{x_{2a}}{f_{2a}}$; $h_{2a1} = \frac{x_{2a}}{f_1}$; $h_{12a} = \frac{x_1}{f_{2a}}$; $h_{2b2b} = \frac{x_{2b}}{f_{2b}}$. El desplazamiento de las coordenadas se define como $x_{2b} = h_{2b2b} * f_{2b}$ y $x_{2a} = h_{2a1} * f_1 - h_{2a2a} * f_{2a}$.

$$k(x_{2b} - x_{2a}) = k(h_{2b2b} * f_{2b} - h_{2a1} * f_1 - h_{2a2a} * f_{2a}) = -f_{2b} \quad \text{Ec. 13}$$

De esta ecuación se despeja f_{2b} .

$$f_{2b} = - \left(h_{2a2a} + h_{2b2b} + \frac{1}{k} \right)^{-1} * h_{2a1} * F_1 \quad \text{Ec. 14}$$

Para finalizar se introduce f_{2b} en la definición de H_{11} . De esta manera se obtiene la receptancia del grado de libertad 1 introduciendo el valor de rigidez de la unión utilizando el desplazamiento de la coordenada 1 como $x_1 = h_{11} * f_1 - h_{12b} * f_{2a}$.

$$H_{11} = \frac{h_{11} * f_1 - h_{12a} * f_{2a}}{F_1} = h_{11} - h_{12a} \left(h_{2a2a} + h_{2b2b} + \frac{1}{k} \right)^{-1} * h_{2a1} \quad \text{Ec. 15}$$

Posteriormente, Wang y Liou [163] propusieron una metodología para la obtención de las características mecánicas de cualquier tipo de unión mediante la descomposición en subestructuras y análisis de los subconjuntos subestructura-uniones. Wang et al [164], Maia et. al. [165] y Lee et. al. [166] identificaron los parámetros de las uniones de forma experimental directamente desde las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) de las subestructuras y de la estructura completa. Además, evitando ciertos problemas que pueden aparecer debidos al ruido en las señales experimentales.

Una de las limitaciones de este método es que los parámetros de la unión deben ser lineales para todo rango de trabajo, lo que complica mucho su aplicación en estructuras reales. Así lo hizo también Celic et al. [167,168] con un método teórico-experimental para un amplio espectro en frecuencia. Mao et al. [169] simplifico el desarrolló para hallar los parámetros del modelo de una unión fija utilizando el análisis experimental de toda la estructura, con un error menor que el de Yoshimura[93].

El método del acoplamiento de receptancias (RCSA) es un algoritmo numérico que se desarrolló inicialmente para la predicción de la dinámica de la punta de herramienta (TCP) [170]. Schmitz y Donaldson [89] presentan una aplicación para la predicción de la respuesta dinámica del punto de corte de la herramienta

combinando las medidas de la respuesta en frecuencia de los componentes individuales. Como continuación de este trabajo, Schmitz et al. [171] desarrollan un método para la predicción de estabilidad en el fresado, incluyendo en el modelado de las uniones el efecto del amortiguamiento. Con estos trabajos, se demuestra que se pueden acoplar las expresiones analíticas de las FRF de la herramienta con las FRF experimentales del portaherramientas para predecir la respuesta dinámica del conjunto ensamblado. Schmitz y Duncan [170] presentan una "segunda generación" de este método para aplicaciones en mecanizado de alta velocidad, donde realizan una separación en tres subcomponentes: herramienta, husillo y portaherramientas. Incluso Yigit y Ulsoy [172] presentan un procedimiento que utiliza un método de análisis de subestructuras de acoplamiento de receptancias no lineal. El método de acoplamiento incluye la modelización de guías de rodadura como uniones "elásticas" débilmente no lineales utilizando funciones que describen las no linealidades presentes. Los datos experimentales obtenidos a partir de un prototipo de máquina-herramienta reconfigurable se utilizan para mostrar la validez del método de acoplamiento.

El método inverso al descrito, denominado acoplamiento de receptancias inverso (IRCSA), permite obtener los parámetros de la unión mediante información analítica de los componentes por separado y medidas experimentales de la estructura. Este método ha dado buenos resultados con modelos en dos dimensiones [173–178], pero si se quiere estudiar los modos estructurales de la máquina completa es necesario un tratamiento tridimensional [179,180].

Existe cierta discusión recurrente entre distintos autores en lo que se refiere a los grados de libertad rotacionales (RDOF) de las uniones en el acoplamiento de receptancias, y se refiere a su inclusión o no y la forma óptima de introducir sus efectos [181]. A diferencia de lo que ocurre en los grados de libertad traslacionales (TDOF), si el modelo se basa en medidas experimentales no es práctico extraer los RDOF de manera directa [182]. Aunque hay métodos indirectos que se basan en medidas experimentales de los RDOF [183], suelen ser muy sensibles al ruido

experimental, lo que disminuye su utilidad. Movahhedy et al. [184] demostraron que el efecto de las rigideces axiales en los puntos de unión causa momentos que equivalen a la introducción de momentos rotacionales.

La rigidez de una máquina varía considerablemente con las posiciones que pueden adoptar sus diferentes componentes, por lo que no se puede hablar de una única rigidez para una máquina determinada[14,185,186]. Surge, por tanto, la necesidad de establecer un procedimiento que permita obtener dicha rigidez para diferentes configuraciones. El procedimiento que se plantea en este trabajo consiste en el estudio modular de las máquinas-herramienta, caracterizando matemáticamente los diferentes componentes y realizando el ensamblaje en la configuración deseada mediante la incorporación de los modelos de los sistemas de guiado y accionamiento.

2.5.4. Desarrollo del método de Craig-Bampton para la reconfiguración de componentes

En este apartado, se desarrollará la existente de la formulación clásica del método para su implementación en la parte final de esta tesis. El método de Craig-Bampton se utiliza ampliamente para caracterizar modelos de elementos finitos con un número elevado de grados de libertad en un conjunto de matrices de dimensiones relativamente pequeñas. Estas matrices contienen la información de masa, rigidez y modos de bajas frecuencias de la estructura. El método fue desarrollado inicialmente por Hurty [132] y, posteriormente, fue ampliado por Craig y Bampton [133]. La aplicación del método de Craig-Bampton tiene varias ventajas:

1. Divide un problema de EF de grandes dimensiones en varios problemas de menores dimensiones. De esta forma, el esfuerzo computacional se ve reducido notablemente.

2. Los componentes de un sistema estructural pueden ser estudiados por diferentes grupos, en lugares diferentes y en instantes de tiempo diferentes.
3. Las modificaciones dinámicas estructurales son más sencillas. Normalmente, estas modificaciones dinámicas son locales, y solamente tienen efecto en el componente correspondiente. De esta forma se evita el cálculo repetitivo de otros componentes.
4. Al implementar un esquema de modelización híbrida. Algunos componentes pueden resultar demasiado complejos como para ser modelizado mediante un procedimiento numérico. Por lo que, se puede emplear un procedimiento experimental únicamente para dichos componentes.

Se presentan dos aplicaciones de este método: la reducción de modelos de elementos finitos y la síntesis de componentes. Para cada aplicación se presenta un ejemplo sencillo, que se desarrolla con un recuadro alrededor con el objetivo de distinguirlo del desarrollo teórico realizado.

Como se ha expuesto previamente, la formulación de Craig-Bampton destaca por ser una de las técnicas CMS más práctica y eficiente. Estas características se deben a la reducción de grados de libertad que se logra, para posteriormente continuar con el estudio dinámico de una estructura compleja. Su formulación se basa en un cambio de variable que permite agrupar los grados de libertad de una malla de elementos finitos en forma de unas pocas coordenadas modales. Estas coordenadas modales también son llamadas comúnmente grados de libertad interiores y sus nodos asociados nodos interiores. Estos grados de libertad interiores son en realidad los autovectores de los modos de los sólidos hallados en condiciones libres. Por el contrario, los grados de libertad que no sufren ningún cambio se denominan grados de libertad exteriores y sus nodos asociados nodos exteriores. Por tanto, se dejarán como grados de libertad exteriores todos los que

sirvan de unión o estén en contacto con otro sólido. Este cambio de coordenadas se suele denominar cambio de coordenadas híbrido.

Formulación

En un primer momento, y para simplificar el desarrollo, se procederá al desarrollo de la formulación partiendo de una estructura de dos sólidos A y B (Fig. 40).

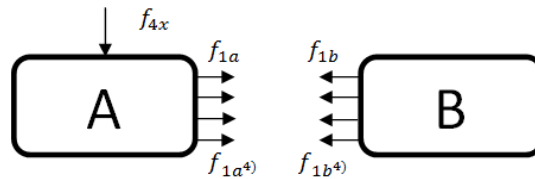


Fig. 40. Modelo de una estructura de dos sólidos A y B y su unión.

El desarrollo de Craig-Bampton comienza con la ecuación de equilibrio Ec. 16 en variables físicas (U). Las variables M y K corresponde a las matrices de masa y rigidez, donde los superíndices indican el elemento al que pertenecen y los subíndices al set de grados de libertad utilizados.

$$\begin{bmatrix} M_{AA}^A & 0 \\ 0 & M_{AA}^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{U}_A^A \\ \ddot{U}_A^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{AA}^A & 0 \\ 0 & C_{AA}^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{U}_A^A \\ \dot{U}_A^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{AA}^A & 0 \\ 0 & K_{AA}^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_A^A \\ U_A^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_A^A \\ F_A^B \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 16}$$

Despreciando el amortiguamiento

$$\begin{bmatrix} M_{AA}^A & 0 \\ 0 & M_{AA}^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{U}_A^A \\ \dot{U}_A^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{AA}^A & 0 \\ 0 & K_{AA}^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_A^A \\ U_A^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_A^A \\ F_A^B \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 17}$$

La ventaja de la formulación de Craig-Bampton reside en que el número de nudos del sistema acoplado se reduce y es debido precisamente al cambio parcial de coordenadas físicas a coordenadas modales (q) de la Ec. 18, que se introduce en la

Ec. 17 y da como resultado Ec. 19. Este cambio de coordenadas lo componen los Modos Restringidos [B] y los Modos en Base Fija [ϕ]. El resultado se descompone en las denominadas matrices de Guyan de Masa [M_{BB}] y de Rigidez [K_{BB}], la matriz de Acoplamiento [M_{Bm}] y la matriz diagonal de frecuencias naturales de los modos de base fija al cuadrado [w^2].

$$\begin{bmatrix} U_A^A \\ U_A^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_R^A \\ U_L^A \\ U_R^B \\ U_L^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B^A & \phi^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B^B & \phi^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 & 0 \\ \phi_R^A & \phi_L^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & \phi_R^B & \phi_L^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 18}$$

$$\begin{bmatrix} M_{AA}^A & 0 \\ 0 & M_{AA}^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} B^A & \phi^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B^B & \phi^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{U}_R^A \\ \dot{q}_m^A \\ \dot{U}_R^B \\ \dot{q}_m^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{AA}^A & 0 \\ 0 & K_{AA}^B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_A^A \\ F_A^B \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 19}$$

Se pre-multiplica por la traspuesta del cambio de variable todos los términos de la Ec. 19 y se obtiene Ec. 20. Operando se llega a Ec. 21.

$$\begin{bmatrix} B^{A^T} & 0 \\ \phi^{A^T} & 0 \\ 0 & B^{B^T} \\ 0 & \phi^{B^T} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} M_{AA}^A & 0 \\ 0 & M_{AA}^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} B^A & \phi^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B^B & \phi^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{U}_R^A \\ \ddot{q}_m^A \\ \dot{U}_R^B \\ \ddot{q}_m^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B^{A^T} & 0 \\ \phi^{A^T} & 0 \\ 0 & B^{B^T} \\ 0 & \phi^{B^T} \end{bmatrix} \\
* \begin{bmatrix} K_{AA}^A & 0 \\ 0 & K_{AA}^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} B^A & \phi^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B^B & \phi^B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B^A & 0 \\ \phi^A & 0 \\ 0 & B^B \\ 0 & \phi^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} F_A^A \\ F_A^B \end{bmatrix}$$

Ec. 20

$$\begin{bmatrix} B^{A^T} * M_{AA}^A & 0 \\ \phi^{A^T} * M_{AA}^A & 0 \\ 0 & B^{B^T} * M_{AA}^B \\ 0 & \phi^{B^T} * M_{AA}^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} B^A & \phi^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B^B & \phi^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{U}_R^A \\ \ddot{q}_m^A \\ \dot{U}_R^B \\ \ddot{q}_m^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B^{A^T} * K_{AA}^A & 0 \\ \phi^{A^T} * K_{AA}^A & 0 \\ 0 & B^{B^T} * K_{AA}^B \\ 0 & \phi^{B^T} * K_{AA}^B \end{bmatrix} \\
* \begin{bmatrix} B^A & \phi^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B^B & \phi^B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B^A & 0 \\ \phi^A & 0 \\ 0 & B^B \\ 0 & \phi^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} F_A^A \\ F_A^B \end{bmatrix}$$

Ec. 21

Hasta obtener Ec.22.

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} B^{A^T} * M_{AA}^A * B^A & B^{A^T} * M_{AA}^A * \phi^A & 0 & 0 \\ \phi^{A^T} * M_{AA}^A * B^A & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B^{B^T} * M_{AA}^B * B^B & B^{B^T} * M_{AA}^B * \phi^B \\ 0 & 0 & \phi^{B^T} * M_{AA}^B * B^B & \phi^{B^T} * M_{AA}^B * \phi^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{U}_R^A \\ \ddot{q}_m^A \\ \dot{U}_R^B \\ \ddot{q}_m^B \end{bmatrix} \\
+ & \begin{bmatrix} B^{A^T} * K_{AA}^A * B^A & B^{A^T} * K_{AA}^A * \phi^A & 0 & 0 \\ \phi^{A^T} * K_{AA}^A * B^A & \phi^{A^T} * K_{AA}^A * \phi^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B^{B^T} * K_{AA}^B * B^B & B^{B^T} * K_{AA}^B * \phi^B \\ 0 & 0 & \phi^{B^T} * K_{AA}^B * B^B & \phi^{B^T} * K_{AA}^B * \phi^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \end{bmatrix} \\
= & \begin{bmatrix} B^{A^T} & 0 \\ \phi^{A^T} & 0 \\ 0 & B^{B^T} \\ 0 & \phi^{B^T} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} F_A^A \\ F_A^B \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{Ec. 22}$$

Las matrices utilizadas en la expresión anterior se agrupan como se expone en la Ec. 23.

$$\begin{aligned}
M_{BB}^A &= B^{A^T} * M_{AA}^A * B^A \\
M_{Bm}^A &= B^{A^T} * M_{AA}^A * \phi^A = \phi^{A^T} * M_{AA}^A * B^A = M_{Bm}^{A^T} \\
M_{mm}^A &= \phi^{A^T} * M_{AA}^A * \phi^A = \mu = I \\
K_{BB}^A &= B^{A^T} * K_{AA}^A * B^A \\
K_{Bm}^A &= B^{A^T} * K_{AA}^A * \phi^A = \phi^{A^T} * K_{AA}^A * B^A = K_{mB}^A = 0 \\
K_{mm}^A &= \phi^{A^T} * K_{AA}^A * \phi^A = w^{2^A}
\end{aligned} \tag{Ec. 23}$$

Sustituyendo y agrupando en términos se llega a la formula general de Craig-Bampton para un modelo de dos componentes

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} M_{BB}^A & M_{Bm}^A & 0 & 0 \\ M_{Bm}^{A^T} & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{BB}^B & M_{Bm}^B \\ 0 & 0 & M_{Bm}^{B^T} & I \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{U}_R^A \\ \dot{q}_m^A \\ \dot{U}_R^B \\ \dot{q}_m^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{BB}^A & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \omega^{2A} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{BB}^B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \omega^{2B} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \end{bmatrix} \\
 & = \begin{bmatrix} B^{A^T} & 0 \\ \phi^{A^T} & 0 \\ 0 & B^{B^T} \\ 0 & \phi^{B^T} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} F_A^A \\ F_A^B \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{Ec. 24}$$

Por último, se aplica las transformaciones en Ec. 25 y Ec. 26 para agrupar las coordenadas físicas U_R^A y U_R^B en U_R^{AB} .

$$U_R^A = [I \ 0] * U_R^{AB} = e_A * U_R^{AB} \tag{Ec. 25}$$

$$U_R^B = [0 \ I] * U_R^{AB} = e_B * U_R^{AB} \tag{Ec. 26}$$

La matriz de cambio de coordenadas de forma matricial se muestra en Ec. 27.

$$\begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e_A & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ e_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^{AB} \\ q_m^A \\ q_m^B \end{bmatrix} \tag{Ec. 27}$$

En cuanto al vector de fuerzas, se deberán introducir las rigideces de según la Ec. 14 en los grados de libertad restringidos (R). Estos grados de libertad restringidos

no son más que los nodos de conexión de la configuración geométrica actual. Esta matriz es la que se debe cambiar para distintas configuraciones.

$$\begin{bmatrix} B^{A^T} & 0 \\ \phi^{A^T} & 0 \\ 0 & B^{B^T} \\ 0 & \phi^{B^T} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} F_A^A \\ F_A^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & \phi_R^{A^T} & 0 & 0 \\ 0 & \phi_L^{A^T} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & \phi_R^{B^T} \\ 0 & 0 & 0 & \phi_L^{B^T} \end{bmatrix} * - \begin{bmatrix} k_{RR}^{AB} & 0 & -k_{RR}^{AB} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{RR}^{AB} & 0 & k_{RR}^{AB} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \quad \text{Ec. 28}$$

$$\begin{bmatrix} I & 0 & 0 & 0 \\ \phi_R^A & \phi_L^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & \phi_R^B & \phi_L^B \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{RR}^{AB} * e_A - k_{RR}^{AB} * e_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -k_{RR}^{AB} * e_A + k_{RR}^{AB} * e_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^{AB} \\ q_m^A \\ q_m^B \end{bmatrix}$$

Introduciéndolo en la ecuación anterior

$$\begin{bmatrix} M_{BB}^A & M_{Bm}^A & 0 & 0 \\ M_{Bm}^{A^T} & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{BB}^B & M_{Bm}^B \\ 0 & 0 & M_{Bm}^{B^T} & I \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{U}_R^A \\ \ddot{q}_m^A \\ \dot{U}_R^B \\ \ddot{q}_m^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{BB}^A & 0 & 0 & 0 \\ 0 & w^{2A} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{BB}^B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & w^{2B} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 29}$$

$$= - \begin{bmatrix} k_{RR}^{AB} & 0 & -k_{RR}^{AB} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{RR}^{AB} & 0 & k_{RR}^{AB} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \end{bmatrix}$$

O también como:

$$\begin{bmatrix} M_{BB}^A & M_{Bm}^A & 0 & 0 \\ M_{Bm}^{A^T} & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{BB}^B & M_{Bm}^B \\ 0 & 0 & M_{Bm}^{B^T} & I \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} e_A & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ e_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^{AB} \\ q_m^A \\ q_m^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{BB}^A & 0 & 0 & 0 \\ 0 & w^{2A} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{BB}^B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & w^{2B} \end{bmatrix} * \quad \text{Ec. 30}$$

$$\begin{bmatrix} e_A & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ e_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^{AB} \\ q_m^A \\ q_m^B \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{RR}^{AB} * e_A - k_{RR}^{AB} * e_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -k_{RR}^{AB} * e_A + k_{RR}^{AB} * e_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^{AB} \\ q_m^A \\ q_m^B \end{bmatrix}$$

Operando:

$$\begin{bmatrix} e_A * M_{BB}^A & M_{Bm}^A & 0 \\ e_A * M_{Bm}^A & I & 0 \\ e_B * M_{BB}^B & 0 & M_{Bm}^B \\ e_B * M_{Bm}^B & 0 & I \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^{AB} \\ q_m^A \\ q_m^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e_A * K_{BB}^A & 0 & 0 \\ 0 & w^{2A} & 0 \\ e_B * K_{BB}^B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & w^{2B} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^{AB} \\ q_m^A \\ q_m^B \end{bmatrix} =$$

Ec. 31

$$- \begin{bmatrix} k_{RR}^{AB} * e_A - k_{RR}^{AB} * e_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -k_{RR}^{AB} * e_A + k_{RR}^{AB} * e_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^{AB} \\ q_m^A \\ q_m^B \end{bmatrix}$$

Al final resulta en:

$$\begin{bmatrix} e_A * M_{BB}^A & M_{Bm}^A & 0 \\ e_A * M_{Bm}^A & \mu & 0 \\ e_B * M_{BB}^B & 0 & M_{Bm}^B \\ e_B * M_{Bm}^B & 0 & \mu \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^{AB} \\ q_m^A \\ q_m^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e_A * K_{BB}^A + k_{RR}^{AB} * e_A - k_{RR}^{AB} * e_B & 0 & 0 \\ 0 & w^{2A} & 0 \\ e_B * K_{BB}^B - k_{RR}^{AB} * e_A + k_{RR}^{AB} * e_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & w^{2B} \end{bmatrix}$$

Ec. 32

$$* \begin{bmatrix} U_R^{AB} \\ q_m^A \\ q_m^B \end{bmatrix} = [0]$$

De igual manera se puede estudiar el modelo de 3 componentes, llamados A, B y C. Como se ha hecho anteriormente, se parte de la Ec.33 y se obtendría la Ec. 34.

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} M_{AA}^A & 0 & 0 \\ 0 & M_{AA}^B & 0 \\ 0 & 0 & M_{AA}^C \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{U}_A^A \\ \dot{U}_A^B \\ \dot{U}_A^C \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{AA}^A & 0 & 0 \\ 0 & C_{AA}^B & 0 \\ 0 & 0 & C_{AA}^C \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{U}_A^A \\ \dot{U}_A^B \\ \dot{U}_A^C \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{AA}^A & 0 & 0 \\ 0 & K_{AA}^B & 0 \\ 0 & 0 & K_{AA}^C \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_A^A \\ U_A^B \\ U_A^C \end{bmatrix} \\
& = \begin{bmatrix} F_A^A \\ F_A^B \\ F_A^C \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{Ec. 33}$$

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} M_{BB}^A & M_{Bm}^A & 0 & 0 & 0 & 0 \\ M_{Bm}^A & I & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{BB}^B & M_{Bm}^B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{Bm}^B & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{BB}^C & M_{Bm}^C \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{Bm}^C & I \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{U}_R^A \\ \ddot{q}_m^A \\ \ddot{U}_R^B \\ \ddot{q}_m^B \\ \ddot{U}_R^C \\ \ddot{q}_m^C \end{bmatrix} + \\
& \begin{bmatrix} K_{BB}^A & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & w^{2A} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{BB}^B & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & w^{2B} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{BB}^C & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & w^{2C} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \\ U_R^C \\ q_m^C \end{bmatrix} = \\
& - \begin{bmatrix} k_{RR}^{AB} + k_{RR}^{AC} & 0 & -k_{RR}^{AB} & 0 & -k_{RR}^{AC} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{RR}^{AB} & 0 & k_{RR}^{AB} + k_{RR}^{BC} & 0 & -k_{RR}^{BC} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{RR}^{AC} & 0 & -k_{RR}^{BC} & 0 & k_{RR}^{AC} + k_{RR}^{BC} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \\ U_R^C \\ q_m^C \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{Ec. 34}$$

Si se resuelve el problema de vectores y valores propios de la Ec. 35, se obtendrán los modos y las correspondientes frecuencias de vibración de la estructura. Aunque hayan sido acoplados teóricamente tienen en cuenta los parámetros de los puntos de unión experimentales.

Aplicación práctica del método de Craig-Bampton al cálculo de variaciones dinámicas de máquinas herramienta

Más allá del desarrollo teórico, Garitaonandia et. al [149] utilizó un procedimiento para mejorar esta técnica por la cual se pretende reducir aún más el número de nodos exteriores. Esto se logra utilizando una secuencia de ensamblaje en sistemas multicomponentes que consiste en estudiar la estructura por bloques de dos en vez de todo el sistema. Por tanto, se aplica el cambio de coordenadas a cada bloque y después las coordenadas exteriores que no se han utilizado en dicho bloque se eliminan. Esta herramienta fue utilizada en el artículo para el cálculo de frecuencias naturales, modos y FRFs para cuatro posiciones de una taladradora-fresadora BF 20 L Vario Fig. 41.

En el mencionado trabajo [149], se realizó un despiece numérico y se modelizaron por elementos finitos todos los componentes de la máquina mediante ANSYS obteniendo la Fig. 41.

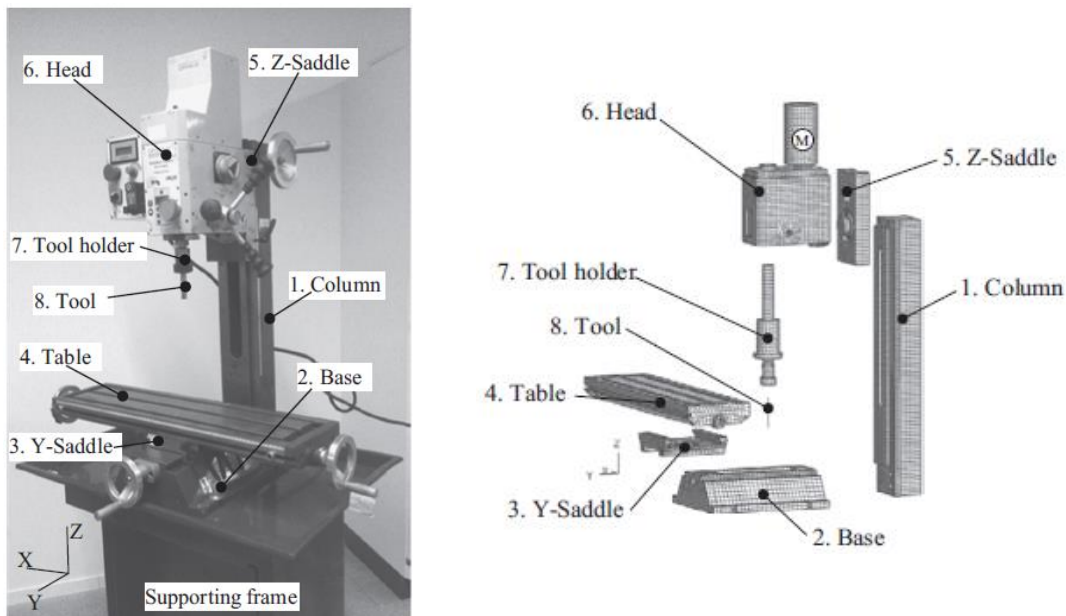


Fig. 41. Despiece de la Fresadora-Taladradora en Elementos Finitos [111]

La columna y la base se encuentran unidas mediante 4 tornillos M12 con una tensión de apriete de 165 Nm, así que la unión se puede considerar fija. Se decidió diseñar la unión de los tornillos mediante elementos viga 3D con el eje concéntrico al agujero y unir los nodos de la viga radialmente a las paredes.

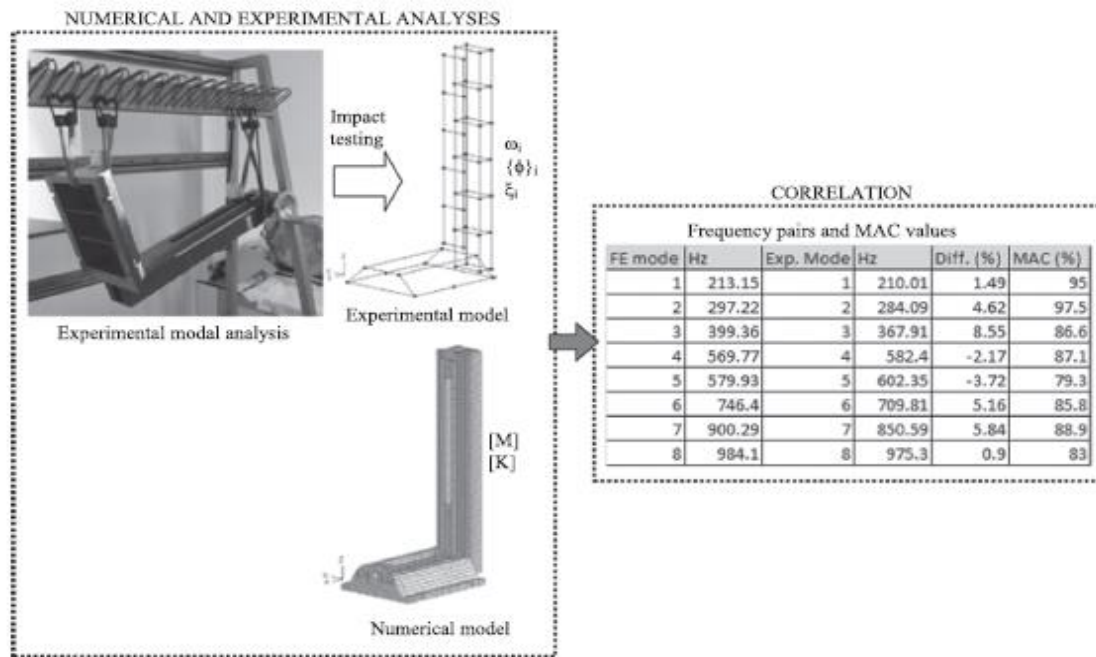


Fig. 42. Subconjunto bancada-columna

El modelo en elementos finitos creado se correló con el modelo experimental como puede observarse en la Fig. 42. La comparación demuestra que en los primeros 8 modos emparejados el valor del MAC es mayor del 80%, con una diferencia pequeña en frecuencias, por lo que la conexión se ha simulado eficazmente.

Para el estudio de las uniones mediante guías lineales, que como se puede observar en la Fig. 43 existen 3 uniones de este tipo, se procederá con el mismo proceso de reducción del método de Craig-Bampton que se ha explicado anteriormente. Para ello, como puede observarse en la Fig. 43, hay que clasificar los nodos máster exteriores en dos grupos:

- Nodos que representan la geometría y por consiguiente nos servirán para correlar posteriormente los resultados con los datos experimentales.
- Nodos en los posibles puntos de contacto entre los dos componentes. Un paso crítico para reducir su número se da en este momento ya que se va a descartar todos aquellos que no formen parte de la unión en las diferentes disposiciones geométricas.

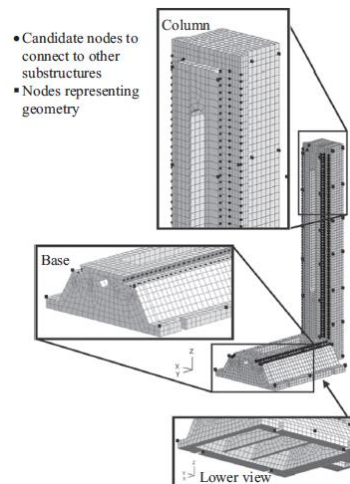


Fig. 43. Nodos de conexión y nodos de geometría

Una posible aproximación del contacto es asumirlo rígido, aunque se obtienen malos resultados con relación al comportamiento experimental. El movimiento relativo en el contacto se asumirá lineal ya que de otra forma en un caso multicomponente el coste computacional es inasumible. El contacto general entre dos puntos de un punto de conexión se llevará a cabo de forma efectiva y simple con un elemento muelle como se ve en la Fig. 44.

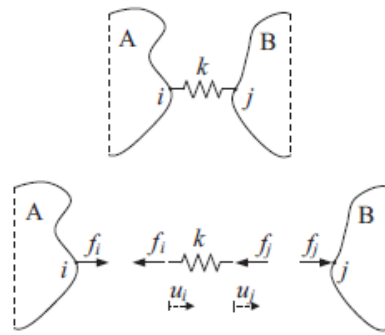


Fig. 44. Unión generalizada puntual

El proceso de ensamblado se realizará en secuencias de 2 subestructuras. De acuerdo con el procedimiento se conectarán dos cuerpos mediante los nodos de contacto y se eliminarán los que no son necesarios para la unión ni los que representan la geometría de la estructura. El modelo resultante se tomará como un único elemento y se repetirá con el siguiente elemento unido.

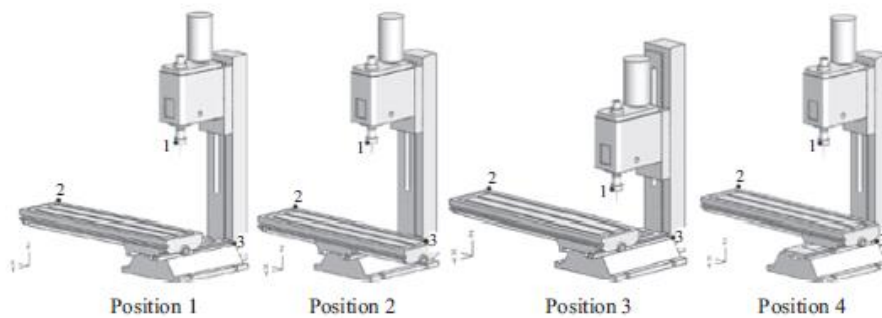


Fig. 45. Configuraciones geométricas ensayadas

Para el cálculo de los valores de las rigideces entre las guías de fricción se tendrá en cuenta el comportamiento real de la estructura. Se dispondrá de los componentes en la misma disposición geométrica que en el ensayo experimental y mediante el software FEMtools se ajustará la rigidez hasta que los modos de vibración correspondientes tengan una buena correlación.

Con este método el tamaño del modelo se redujo en 650 veces sobre el modelo de elementos finitos original, por lo que posibilita los cálculos de un sistema multicuerpo cuya dinámica sea dependiente de su posición (Fig. 45).

Este procedimiento se ha practicado a una máquina relativamente pequeña en el laboratorio. Debido a que los componentes se pueden desensamblar, trabajar con mayor facilidad con lo que los resultados son fácilmente comprobables y así comprobar que el método es efectivo. En una máquina industrial esa división no es posible y la estimación puede realizarse desarrollando análisis experimentales en la fase de desarrollo o aplicando los conocimientos previos en aplicaciones similares. Con ello se consigue estudiar grandes estructuras con un esfuerzo computacional menor a los estudios hechos hasta el momento.

2.6. Análisis crítico del estado del arte

Las debilidades que se han encontrado en el estado del arte realizado en torno a la modelización dinámica de las máquinas herramienta se pueden sintetizar en los siguientes puntos:

- Se ha confirmado que desde la importancia de la rigidez dinámica de la estructura y la productividad de la máquina herramienta. Por una parte, las frecuencias naturales de la máquina limitarán la capacidad de acelerar de la máquina limitando la sobreaceleración o jerk máximo que puede alcanzar la máquina herramienta. Por otra parte, la flexibilidad dinámica o receptancia de la estructura de la máquina herramienta definirá parcialmente la presencia de chatter en los grandes desbastes de acero y fundición (planeados, fresado frontal con gran inmersión radial,...). En grandes máquinas herramienta la estabilidad de este proceso tiene una relación directa con la rigidez dinámica de la estructura.
- El uso de modelos dinámicos en la fase de diseño ayudaría a la optimización de las estructuras de máquinas herramienta de cara a evitar vibraciones y maximizar la productividad. El uso de los cálculos dinámicos en el diseño de máquinas herramientas sigue siendo residual debido a la falta de modelos dinámicos fiables e integrados en paquetes comerciales de CAD-CAM-CAE.
- Las uniones definen casi completamente el amortiguamiento de las máquinas herramienta y tienen un efecto muy importante en la rigidez estática global. Se necesitan mejorar los modelos dinámicos y aumentar el conocimiento acerca de las propiedades dinámicas de las uniones.
- Es necesario combinar la mejora de precisión de los modelos de las uniones con la simplicidad necesaria para su introducción en modelos numéricos que reflejen el comportamiento de la máquina ensamblada.

- Las propiedades dinámicas de las máquinas herramienta cambian dentro de su espacio de trabajo especialmente en máquinas de gran tamaño. Es necesario desarrollar un entorno que considere estas variaciones de una manera fácil para dotar a los diseñadores y usuarios una foto global del comportamiento de la máquina.
- Los modelos de estabilidad frente a las vibraciones autoexcitadas o chatter no son fiables y varios errores en la predicción han sido reportados por la comunidad científica.
- Esta falta de precisión se debe en parte a que la dinámica de la máquina se obtiene cuando la máquina se encuentra en reposo. Los parámetros dinámicos generalmente se obtienen por medio de martillos dinamométricos. Existe una necesidad para mejorar estimaciones con nuevas técnicas que permitan obtener los parámetros dinámicos en condiciones producción.

3. Desarrollo del método del acoplamiento de receptancias inverso para la caracterización dinámica de uniones

3.1.Introducción

Como se ha expuesto en el apartado 2.5.3, la técnica de acoplamiento de receptancias para el análisis de subestructuras ha sido utilizada con éxito en diversas aplicaciones. En el desarrollo llevado a cabo por Park et al. [160] se propone la utilización del método de acoplamiento de receptancias de forma inversa (IRCSA, según sus siglas en inglés) con el fin de obtener información acerca de las características de una unión (FRF de la unión) a partir de las FRFs de la estructura ensamblada y de FRFs de sus subestructuras. En esta formulación se describe la unión a través de un único elemento de conexión entre dos componentes, donde se consideran los efectos de traslación y de rotación [187]. Otros investigadores, Movahhedy et al. [184] y Montevechi et al. [24] demostraron que, al considerar dos puntos de conexión en cada componente, los efectos de rotación se consideraban de forma implícita. Esta última consideración es, particularmente, atractiva cuando se trabaja con datos experimentales, ya que la obtención experimental de FRFs rotacionales es un problema complejo. Los trabajos mencionados se centran en problemas bidimensionales, donde la formulación inversa conduce a ecuaciones matriciales con pocos parámetros desconocidos y que, de acuerdo a lo publicado, han dado buenos resultados. Sin embargo, en la actualidad, la aplicación del método de acoplamiento de receptancias inverso (IRCSA) en problemas donde se definen parámetros en 3D se encuentra en desarrollo. En el trabajo de Mehrpouya et al. [179] se presenta una extensión al análisis en 3D, considerando la conexión de dos subestructuras a través de un segmento de unión 3D con dos nudos extremos, considerando 6 grados de libertad para en cada nudo. En cualquiera de los casos, las aplicaciones se han centrado en sistemas de dos componentes.

De acuerdo a lo comentado, se plantea en este trabajo extender el enfoque del método IRCSA a sistemas de subestructuras con múltiples uniones, en este capítulo se presenta un desarrollo del método de acoplamiento de receptancias inverso para modelización en 3D, que permita la caracterización dinámica general de las uniones entre componentes de máquinas herramienta. Esta caracterización comprende la definición de la matriz de receptancias de las uniones y la identificación de los contactos que las forman.

Los distintos autores que han trabajado con este método establecen limitaciones en su aplicación, que también han sido tratados en este trabajo:

- Número de contactos: un número elevado de contactos da lugar a un coste computacional alto y, además, se pueden presentar problemas de mal condicionamiento en la inversión de matrices que requiere este método. Por ejemplo, en una unión patín-rail hay cuatro áreas de contacto Fig. 46d. El guiado normalmente se realiza mediante cuatro patines asociados a dos raíles Fig. 44b, transmitiendo así las fuerzas entre componentes. Cada área de contacto tiene tantos puntos de contacto como rodillos se encuentren en contacto entre el patín y el rail. La consideración de un elevado número de contactos en el modelo de la unión conlleva, como ya se ha dicho dificultades numéricas en la resolución del problema matemático de identificación de sus propiedades. En el capítulo 4 se abordará este problema y se propondrá una optimización del número de contactos necesario para sistemas de guiado.

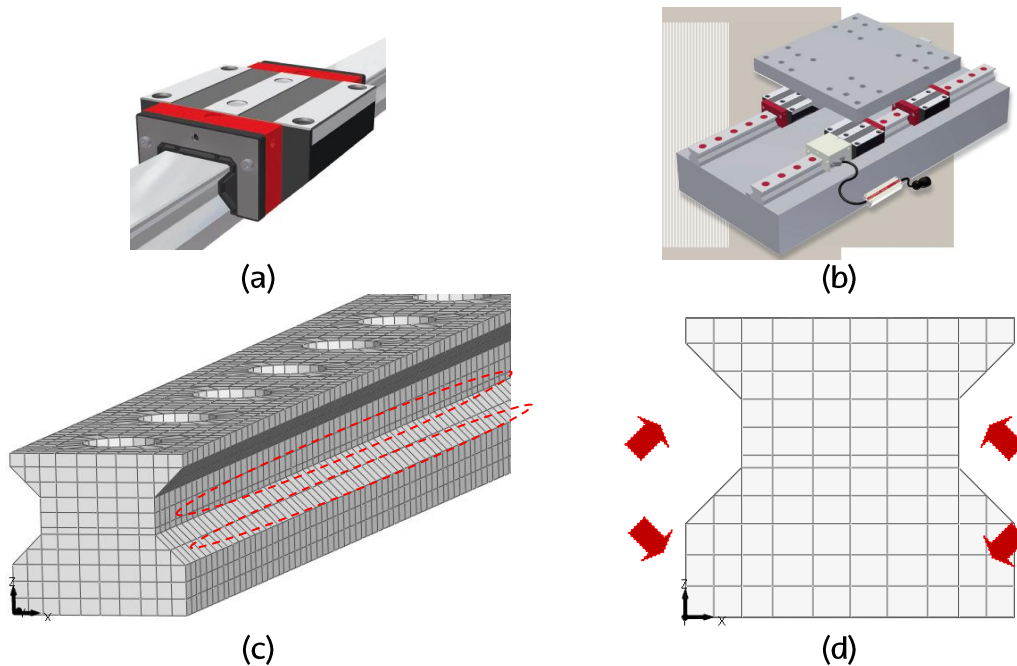


Fig. 46. (a) Sistema patín-rail. (b) Guiado mediante conjunto 4 patines y 2 raíles (c) Área contacto rodillos de patín con rail vista diagonal. (d) Vista frontal rail

- Obtención experimental de FRFs: por un lado, hay que considerar la dificultad para obtener experimentalmente las FRFs rotacionales [160], por lo que es necesario diseñar la unión de forma que los elementos utilizados reflejen el comportamiento rotacional, sin necesidad de ensayos específicos. Este aspecto se analizará en el siguiente apartado. Por otro lado, la medición de FRFs experimentales conlleva la presencia de ruido en las medidas que puede afectar negativamente a los resultados numéricos que dependan de su utilización, con lo que es conveniente tener en cuenta, para la aplicación de este método, un número óptimo de medidas experimentales.

3.2.Desarrollo del método de acoplamiento de receptancias inverso

El método IRCSA, tal como se ha planteado para este trabajo, es una técnica numérico-experimental, cuyo desarrollo requiere de ciertas simplificaciones. Las dos primeras provienen de la formulación de Schmitz [188] para sistemas bidimensionales:

- 1) Los componentes y sus uniones pueden considerarse lineales desde un punto de vista macroscópico de la estructura en un rango de frecuencias definido.
- 2) Las uniones son modeladas como un conjunto de muelles y amortiguadores.

Además, como las mediciones experimentales son una parte crucial de la formulación propuesta, se necesita algún enfoque específico para abordar el problema de los grados de libertad rotacionales difíciles de medir. En este desarrollo se evita el uso de las FRFs rotacionales, de forma que los efectos de rotación se tienen en cuenta utilizando suficientes respuestas traslacionales. Concretamente, en este trabajo se ha definido que las medidas experimentales necesarias son: las receptancias obtenidas de la estructura ensamblada para definir la respuesta de los componentes y la respuesta de las uniones. Las medidas experimentales obtenidas en los puntos de contacto estarán condicionadas por la accesibilidad que presenten para la medición.

La justificación para definir la unión considerando grados de libertad traslacionales, se ilustra en la Fig. 47, donde dos componentes genéricos, A y B, se conectan siguiendo dos estrategias diferentes utilizando solo muelles de traslación tridimensionales. La Fig. 47a muestra una unión de un único contacto, mientras que la Fig. 47b presenta los mismos componentes conectados a través

de tres nudos no alineados en las superficies de la unión. En el primer caso, la conexión no es efectiva cuando se transmiten efectos rotaciones entre componentes, siendo necesario restringir los grados de libertad de rotación para definir adecuadamente la unión. En el segundo caso, no es necesaria esta restricción porque la transmisión de los momentos de flexión y torsión entre los componentes está garantizada.

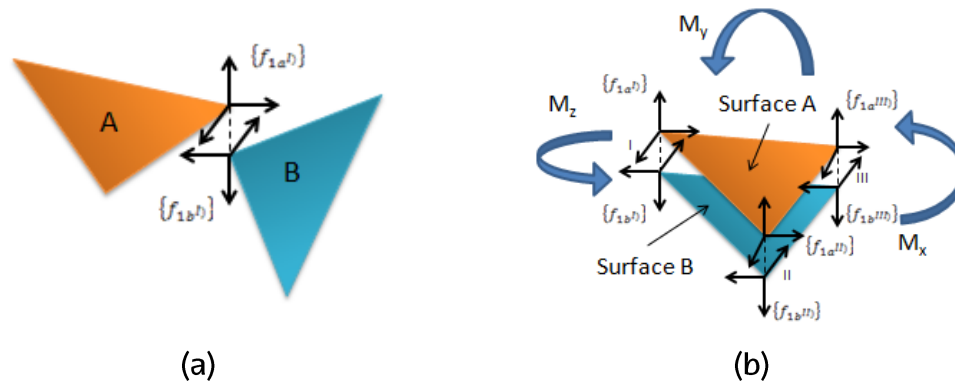


Fig. 47. a) Contacto puntual en la unión b) tres contactos en la superficie de una unión y momentos generados

A nivel práctico, una restricción importante para el modelo mostrado en la Fig. 45b, es que los contactos deben estar espaciados suficientemente para la obtención de buenos resultados. Este aspecto se analizará con más profundidad, posteriormente.

El procedimiento propuesto parte de dividir la estructura de una máquina herramienta en componentes c_i ($i = 1, \dots, m$), conectados por diferentes uniones J_j ($j = 1, \dots, k$), (Fig. 48). La transmisión de la carga se considera desde la punta de herramienta de la máquina, denominado componente c_1 , hasta la bancada, denominada c_m . En cada unión, se definen un grupo de elementos de contacto entre los componentes adyacentes. Los puntos de contacto se denominan p ($p = I, II, \dots, n_j$) donde n_j es el número de puntos de contacto que tiene la unión J_j , por lo que depende del diseño del modelo.

En la Fig. 46, las fuerzas ejercidas por los elementos de contacto sobre los componentes se denotan de forma general como $\{f_{j c_i^p}\}$, representa la fuerza ejercida en la unión J_j , sobre el componente c_i en el contacto p .

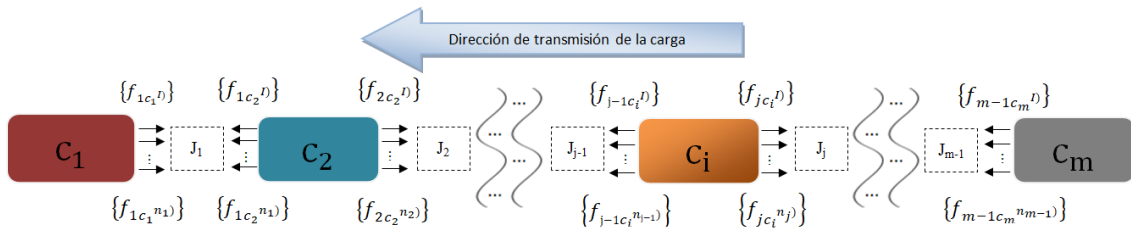


Fig. 48. Configuración lineal de componentes de una estructura máquina-herramienta

El procedimiento permite un estudio individual de cualquier unión de la estructura. Particularizando, se estudiará la unión J_j que conecta los componentes c_i y c_{i+1} . Además, el procedimiento requiere que el componente c_i sea excitado experimentalmente. En la Fig. 46, se muestra este conjunto ensamblado donde el valor de la fuerza de excitación se representa como $f_{j c_i}$, la unión a estudio J_j y se ejerce en el grado de libertad seleccionado del componente c_i . Se selecciona el grado de libertad más conveniente para llevar a cabo la excitación de forma adecuada, ya que su elección es arbitraria. También se podría aplicar esta fuerza en el componente c_{i+1} , lo esencial es que esta fuerza actúe en un único grado de libertad. Se requerirán tantas excitaciones como se necesiten para resolver el sistema de ecuaciones, cada una de ellas siguiendo el modelo Fig. 49.

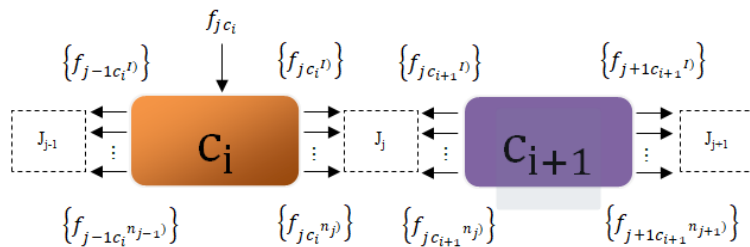


Fig. 49. Unión J_j entre los componentes c_i and c_{i+1}

En la Fig. 49, se puede observar que aunque el objetivo es caracterizar la unión J_j los componentes c_i y c_{i+1} permanecen conectados al resto de la estructura a través de las uniones $j-1$ y $j+1$. Esta consideración es importante en el desarrollo de este trabajo, ya que permite un estudio separado de una unión sin necesidad de aislar los componentes.

Cada componente representa una subestructura y los datos que se necesitan para el cálculo de las características de la unión son las receptancias de las subestructuras individuales $\{h\}$ (calculadas numéricamente a partir de modelos de EF) y las receptancias de la estructura ensamblada $\{H\}$. Éstas últimas se dividen en dos categorías:

- Receptancias correspondientes a las respuestas en los componentes, que se obtienen experimentalmente.
- Receptancias correspondientes a la respuesta de la unión, que son las que se quieren determinar.

Como se ha expuesto en el apartado 2.4.9 (Ec. 11), el término de matriz de receptancias $[H(\omega)]$ define las características dinámicas del sistema en estudio. Es decir, es la función que relaciona la excitación $\{F\}$ con la amplitud de la respuesta $\{\bar{X}\}$ en el dominio de la frecuencia ω . En este caso, el sistema a estudiar es la unión J_j . Por lo que primero se obtendrá la matriz de receptancias de la unión, para posteriormente extraer de ahí sus características dinámicas tales como la rigidez o el amortiguamiento de los puntos de contacto n_j .

Las receptancias correspondientes a las respuestas de la unión se representan con la matriz $[H_j^1]$ (Ec. 37). El rango de esta matriz depende del número de contactos de la unión, donde n_j define el número de contactos n de la unión j .

$$[H_j^J] = \begin{bmatrix} [H_{jD}^J] & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & [H_{jn_j}^J] \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 35}$$

Esta matriz está compuesta por submatrices de 3×3 en la diagonal principal. Cada submatriz se refiere al elemento de contacto n_j . Por ejemplo $[H_{jn_j}^J]$,

$$[H_{jn_j}^J] = \begin{bmatrix} \frac{1}{k_{jn_j}^J + i * c_{jn_j}^J * \omega} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{k_{jn_j}^J + i * c_{jn_j}^J * \omega} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{k_{jn_j}^J + i * c_{jn_j}^J * \omega} \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 36}$$

Esta submatriz es diagonal y contiene seis incógnitas a resolver: $k_{jn_j}^J$, $k_{jn_j}^J$, $k_{jn_j}^J$, $c_{jn_j}^J$, $c_{jn_j}^J$ y $c_{jn_j}^J$. Estas variables representan la rigidez y amortiguamiento de la unión J_j en el punto de contacto n_j en las direcciones X-Y-Z, mientras ω representa la frecuencia. Cuanto mayor sea el número de incógnitas, más medidas experimentales serán necesarias, aumentando también el ruido introducido en las ecuaciones a resolver. Esto puede dar lugar a un mal condicionamiento del problema, con lo que es importante utilizar el mínimo número de elementos de contacto posible para la caracterización de las uniones.

Las propiedades de la unión se obtienen aplicando el método IRCSA, partiendo de ecuaciones de equilibrio y de compatibilidad. Todos los vectores del desarrollo son tridimensionales en las direcciones X-Y-Z. El vector $\{f_{jc_i, n_j}^J\}$ representa los componentes de la fuerza aplicados en el contacto n_j , perteneciente al componente c_i y en la unión J_j . Si dos componentes c_i y c_{i+1} están unidos, del equilibrio se llega a la Ec. 33.

$$\sum F_1 = 0 \rightarrow \begin{Bmatrix} \{f_{j c_i}^D\} \\ \vdots \\ \{f_{j c_i}^{n_j}\} \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \{f_{j c_{i+1}}^D\} \\ \vdots \\ \{f_{j c_{i+1}}^{n_j}\} \end{Bmatrix} \quad \text{Ec. 37}$$

7Si se plantea la ecuación de compatibilidad (Ec. 38)

$$\begin{Bmatrix} \{\Delta X_{j^D}\} \\ \vdots \\ \{\Delta X_{j^{n_j}}\} \end{Bmatrix} = - [H_j] * \begin{Bmatrix} \{f_{j c_{i+1}}^D\} \\ \vdots \\ \{f_{j c_{i+1}}^{n_j}\} \end{Bmatrix} \quad \text{Ec. 38}$$

Donde $\begin{Bmatrix} \{\Delta X_{j^D}\} \\ \vdots \\ \{\Delta X_{j^{n_j}}\} \end{Bmatrix}$ representa el vector de desplazamientos traslacionales de los n_j

contactos de la unión J_j correspondiente a c_i y se puede definir como:

$$\begin{Bmatrix} \{\Delta X_{j^D}\} \\ \vdots \\ \{\Delta X_{j^{n_j}}\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{X_{j c_i}^D\} \\ \vdots \\ \{X_{j c_i}^{n_j}\} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \{X_{j c_{i+1}}^D\} \\ \vdots \\ \{X_{j c_{i+1}}^{n_j}\} \end{Bmatrix} \quad \text{Ec. 39}$$

A partir de los modelos de elementos finitos de los componentes individuales c_i y c_{i+1} , se establece la relación entre fuerzas y desplazamientos a través de la matriz de receptancias. Aplicando superposición, se obtiene lo siguiente (Ec. 40 y Ec. 41):

$$\begin{aligned}
\begin{Bmatrix} \{x_{j_{c_{i+1}^D}}\} \\ \vdots \\ \{x_{j_{c_{i+1}^{n_j}}}\} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} [h_{j_{c_{i+1}^D}j_{c_{i+1}^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_{i+1}^D}j_{c_{i+1}^{n_j}}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{j_{c_{i+1}^{n_j}}j_{c_{i+1}^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_{i+1}^{n_j}}j_{c_{i+1}^{n_j}}}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{j_{c_{i+1}^D}}\} \\ \vdots \\ \{f_{j_{c_{i+1}^{n_j}}}\} \end{Bmatrix} \\
&+ \begin{bmatrix} [h_{j_{c_{i+1}^D}j_{j+1c_{i+1}^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_{i+1}^D}j_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{j_{c_{i+1}^{n_j}}j_{j+1c_{i+1}^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_{i+1}^{n_j}}j_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{j+1c_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{f_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}\} \end{Bmatrix}
\end{aligned} \tag{Ec. 40}$$

$$\begin{aligned}
\begin{Bmatrix} \{x_{j_{c_i^D}}\} \\ \vdots \\ \{x_{j_{c_i^{n_j}}}\} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} [h_{j_{c_i^D}j_{c_i^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_i^D}j_{c_i^{n_j}}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{j_{c_i^{n_j}}j_{c_i^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_i^{n_j}}j_{c_i^{n_j}}}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{j_{c_i^D}}\} \\ \vdots \\ \{f_{j_{c_i^{n_j}}}\} \end{Bmatrix} \\
&+ \begin{bmatrix} [h_{j_{c_i^D}j_{j-1c_i^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_i^D}j_{j-1c_i^{n_j}}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{j_{c_i^{n_j}}j_{j-1c_i^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_i^{n_j}}j_{j-1c_i^{n_j}}}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{j-1c_i^D}\} \\ \vdots \\ \{f_{j-1c_i^{n_j}}\} \end{Bmatrix} \\
&+ \begin{Bmatrix} \{h_{j_{c_i^D}j_i}\}^t * \begin{Bmatrix} \vdots \\ f_{j_{c_i}} \\ \vdots \end{Bmatrix} \\ \vdots \\ \{h_{j_{c_i^{n_j}}j_i}\}^t * \begin{Bmatrix} \vdots \\ f_{j_{c_i}} \\ \vdots \end{Bmatrix} \end{Bmatrix}
\end{aligned} \tag{Ec. 41}$$

Resaltar que aunque se estudia la unión J_j , se debe considerar las fuerzas actuantes en los puntos de contacto de las uniones J_{j-1} y J_{j+1} . Estas relaciones se sustituyen en la condición de compatibilidad y se obtiene:

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} [h_{j_{c_{i+1}^D} j_{c_{i+1}^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_{i+1}^D} j_{c_{i+1}^{n_j}}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{j_{c_{i+1}^{n_j} j_{c_{i+1}^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_{i+1}^{n_j} j_{c_{i+1}^{n_j}}}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{j_{c_{i+1}^D}}\} \\ \vdots \\ \{f_{j_{c_{i+1}^{n_j}}}\} \end{Bmatrix} \\
& + \begin{bmatrix} [h_{j_{c_{i+1}^D} j_{j+1c_{i+1}^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_{i+1}^D} j_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{j_{c_{i+1}^{n_j} j_{j+1c_{i+1}^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_{i+1}^{n_j} j_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{j+1c_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{f_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}\} \end{Bmatrix} \\
& - \begin{bmatrix} [h_{j_{c_i^D} j_{c_i^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_i^D} j_{c_i^{n_j}}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{j_{c_i^{n_j} j_{c_i^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_i^{n_j} j_{c_i^{n_j}}}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{j_{c_i^D}}\} \\ \vdots \\ \{f_{j_{c_i^{n_j}}}\} \end{Bmatrix} \\
& - \begin{bmatrix} [h_{j_{c_i^D} j_{-1c_i^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_i^D} j_{-1c_i^{n_j}}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{j_{c_i^{n_j} j_{-1c_i^D}}] & \cdots & [h_{j_{c_i^{n_j} j_{-1c_i^{n_j}}}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{j_{-1c_i^D}}\} \\ \vdots \\ \{f_{j_{-1c_i^{n_j}}}\} \end{Bmatrix} \\
& - \begin{Bmatrix} \{h_{j_{c_i^D} j_i}\}^t * \begin{Bmatrix} \vdots \\ f_{j_{c_i}} \\ \vdots \end{Bmatrix} \\ \vdots \\ \{h_{j_{c_i^{n_j} j_i}\}^t * \begin{Bmatrix} \vdots \\ f_{j_{c_i}} \\ \vdots \end{Bmatrix} \end{Bmatrix} = [H_j^I] * \begin{Bmatrix} \{f_{j_{c_{i+1}^D}}\} \\ \vdots \\ \{f_{j_{c_{i+1}^{n_j}}}\} \end{Bmatrix}
\end{aligned}$$

Ec. 42

La Ec. 42 resulta de la sustitución de la Ec. 40 y Ec. 41 en la Ec. 39, el sistema cuenta con seis parámetros a evaluar. Cuatro de los cuales son vectores

fuerza $\begin{Bmatrix} \{f_{j+1c_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{f_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}\} \end{Bmatrix}, \begin{Bmatrix} \{f_{j_{c_{i+1}^D}}\} \\ \vdots \\ \{f_{j_{c_{i+1}^{n_j}}}\} \end{Bmatrix}, \begin{Bmatrix} \{f_{j_{c_i^D}}\} \\ \vdots \\ \{f_{j_{c_i^{n_j}}}\} \end{Bmatrix}, \begin{Bmatrix} \{f_{j_{-1c_i^D}}\} \\ \vdots \\ \{f_{j_{-1c_i^{n_j}}}\} \end{Bmatrix}$, la matriz diagonal de

la unión $[H_j^I]$ y el vector de fuerzas externas $\begin{Bmatrix} \vdots \\ f_{j_{c_i}} \\ \vdots \end{Bmatrix}$.

El vector de fuerzas externas $\begin{Bmatrix} 0 \\ \vdots \\ f_{j c_i} \\ \vdots \\ 0 \end{Bmatrix}$ solo tiene una componente $f_{j c_i}$ no nula ya que

en los ensayos experimentales se excitará únicamente un grado de libertad.

El sistema de ecuaciones desarrollado está compuesto por tres ecuaciones, esto significa que se requieren tres ecuaciones más para la resolución del problema.

Dos de ellas derivan de las medidas experimentales al componente c_{i+1} :

$\begin{Bmatrix} \{H_{j+1 c_{i+1}^D} j_i\} \\ \vdots \\ \{H_{j+1 c_{i+1}^{n_{j+1}}} j_i\} \end{Bmatrix}$ y $\begin{Bmatrix} \{H_{j c_{i+1}^D} j_i\} \\ \vdots \\ \{H_{j c_{i+1}^{n_j}} j_i\} \end{Bmatrix}$. Estas se pueden expresar matemáticamente

como

$$\begin{Bmatrix} \{H_{j+1 c_{i+1}^D} j_i\} \\ \vdots \\ \{H_{j+1 c_{i+1}^{n_{j+1}}} j_i\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{X_{j+1 c_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{X_{j+1 c_{i+1}^{n_{j+1}}}\} \end{Bmatrix} / F_{j c_i} = \begin{Bmatrix} \{x_{j+1 c_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{x_{j+1 c_{i+1}^{n_{j+1}}}\} \end{Bmatrix} / f_{j c_i} \quad \text{Ec. 43}$$

$$\begin{Bmatrix} \{H_{j c_{i+1}^D} j_i\} \\ \vdots \\ \{H_{j c_{i+1}^{n_j}} j_i\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{X_{j c_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{X_{j c_{i+1}^{n_j}}\} \end{Bmatrix} / F_{j c_i} = \begin{Bmatrix} \{x_{j c_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{x_{j c_{i+1}^{n_j}}\} \end{Bmatrix} / f_{j c_i} \quad \text{Ec. 44}$$

En estas relaciones, la notación en mayúsculas $\{H\}$, $\{X\}$ y F se utiliza para hacer referencia a las receptancias, desplazamientos y fuerzas en la estructura ensamblada, respectivamente. Los vectores $\{H\}$ se obtienen a partir de las FRFs experimentales. La igualdad entre los vectores $\{X\}$ y $\{x\}$ implica que las medidas en la estructura ensamblada se deben realizar en los puntos de contacto definidos para los componentes. La igualdad entre $F_{j c_i}$ y $f_{j c_i}$ es una consecuencia directa de considerar el mismo grado de libertad n_j tanto a nivel de componente como a nivel de toda la estructura.

Donde $\left\{ \begin{matrix} \{x_{j+1c_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{x_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}\} \end{matrix} \right\} \mathbf{y} \left\{ \begin{matrix} \{x_{jc_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{x_{jc_{i+1}^{n_j}}\} \end{matrix} \right\}$ necesitan una formulación equivalente a Ec.

43 y Ec. 44 para ser despejadas. Así queda el sistema de estas dos ecuaciones despejado

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} [h_{j+1c_{i+1}^D j+1c_{i+1}^D}] & \cdots & [h_{j+1c_{i+1}^D j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}} j+1c_{i+1}^D}] & \cdots & [h_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}} j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{j+1c_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{f_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}\} \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} [h_{j+1c_{i+1}^D jc_{i+1}^D}] & \cdots & [h_{j+1c_{i+1}^D jc_{i+1}^{n_j}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}} jc_{i+1}^D}] & \cdots & [h_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}} jc_{i+1}^{n_j}}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{jc_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{f_{jc_{i+1}^{n_j}}\} \end{Bmatrix} \\
 & = f_{j c_i} * \begin{Bmatrix} \{H_{j+1c_{i+1}^D ij}\} \\ \vdots \\ \{H_{j+1c_{i+1}^D ij}\} \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \tag{Ec. 45}$$

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} [h_{jc_{i+1}^D j+1c_{i+1}^D}] & \cdots & [h_{jc_{i+1}^D j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{jc_{i+1}^{n_j} j+1c_{i+1}^D}] & \cdots & [h_{jc_{i+1}^{n_j} j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{j+1c_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{f_{j+1c_{i+1}^{n_{j+1}}}\} \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} [h_{jc_i^D jc_i^D}] & \cdots & [h_{jc_i^D jc_i^{n_j}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{jc_i^{n_j} jc_i^D}] & \cdots & [h_{jc_i^{n_j} jc_i^{n_j}}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{jc_{i+1}^D}\} \\ \vdots \\ \{f_{jc_{i+1}^{n_j}}\} \end{Bmatrix} \\
 & = f_{j c_i} * \begin{Bmatrix} \{H_{jc_{i+1}^D ji}\} \\ \vdots \\ \{H_{jc_{i+1}^D ji}\} \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \tag{Ec. 46}$$

Se requiere obtener la última ecuación del sistema para su resolución, y se obtendrá de la medida de otra excitación experimental aplicada a c_i (Ec. 47 y Ec. 48).

$$\begin{pmatrix} \{H_{j-1c_i^D}^{Dij}\} \\ \vdots \\ \{H_{j-1c_i^{n_{j-1}}}^{n_{j-1}ij}\} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \{X_{j-1c_i^D}\} \\ \vdots \\ \{X_{j-1c_i^{n_{j-1}}}\} \end{pmatrix} / F_{j c_i} = \begin{pmatrix} \{x_{j-1c_i^D}\} \\ \vdots \\ \{x_{j-1c_i^{n_{j-1}}}\} \end{pmatrix} / f_{j c_i} \quad \text{Ec. 47}$$

$$\begin{pmatrix} \{x_{j-1c_i^D}\} \\ \vdots \\ \{x_{j-1c_i^{n_{j-1}}}\} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} [h_{j-1c_i^D}^{Dj-1c_i^D}] & \dots & [h_{j-1c_i^D}^{Dj-1c_i^{n_{j-1}}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{j-1c_i^{n_{j-1}}}^{n_{j-1}j-1c_i^D}] & \dots & [h_{j-1c_i^{n_{j-1}}}^{n_{j-1}j-1c_i^{n_{j-1}}}] \end{bmatrix} * \begin{pmatrix} \{f_{j-1c_i^D}\} \\ \vdots \\ \{f_{j-1c_i^{n_{j-1}}}\} \end{pmatrix} \\ + \begin{bmatrix} [h_{j-1c_i^D}^{Dj c_i^D}] & \dots & [h_{j-1c_i^D}^{Dj c_i^{n_j}}] \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ [h_{j-1c_i^{n_{j-1}}}^{n_{j-1}j c_i^D}] & \dots & [h_{j-1c_i^{n_{j-1}}}^{n_{j-1}j c_i^{n_j}}] \end{bmatrix} * \begin{pmatrix} \{f_{j c_i^D}\} \\ \vdots \\ \{f_{j c_i^{n_j}}\} \end{pmatrix} \\ + \begin{pmatrix} \{h_{j-1c_i^D}^{Dij}\}^t * \begin{pmatrix} \vdots \\ f_{j c_i} \\ \vdots \end{pmatrix} \\ \vdots \\ \{h_{j-1c_i^{n_{j-1}}}^{n_{j-1}ij}\}^t * \begin{pmatrix} \vdots \\ f_{j c_i} \\ \vdots \end{pmatrix} \end{pmatrix} \quad \text{Ec. 48}$$

Teniendo en cuenta el vector desplazamiento de la Ec. 48 y sustituyendo en Ec. 47,

se obtiene $\begin{pmatrix} \{f_{j-1c_i^D}\} \\ \vdots \\ \{f_{j-1c_i^{n_{j-1}}}\} \end{pmatrix}$ en función de $f_{j c_i}$.

Después de obtener cada vector de fuerzas en función de $f_{j c_i}$, al sustituirlo en Ec. 38, esta fuerza se simplifica ya que todas las variables dependen de $f_{j c_i}$. Por lo tanto, la única incógnita que queda en la Ec. 38 es la matriz de unión $[H_j^I]$. Al

resolver esta matriz, se obtienen la rigideces y los coeficientes de amortiguamiento por medio de la Ec. 31 y Ec. 32. La resolución se hace frecuencia a frecuencia abarcando todo el espectro de interés, este viene marcado por el rango de frecuencia de las medidas experimentales. Otro aspecto a considerar es que los puntos de contacto en un componente deberían estar suficientemente distantes entre ellos, para garantizar que el sistema esté bien condicionado ya que se requiere la inversión de matrices.

3.3. Aplicación del acoplamiento de receptancias inverso en estructuras de dos componentes

Con el fin de validar el método anteriormente desarrollado, en este apartado se presentan dos casos prácticos estudiados. En el primer caso se estudia una estructura formada por dos vigas unidas mediante una unión atornillada. En el segundo caso, el método desarrollado se aplica a un conjunto formado por dos componentes (bancada-columna) de una taladradora-fresadora modelo Vario BF20L.

3.3.1. Estructura formada por dos vigas

La estructura estudiada es la que se muestra en la Fig. 46a. Está compuesta por dos vigas idénticas de acero (sección transversal: 25mm*12mm, longitud: 500 mm) unidas mediante una unión atornillada (unión puntual). La Fig. 50b muestra un detalle de la unión en el modelo de elementos finitos utilizado, donde se indican los puntos en los que serán colocados, para este caso, los sensores de aceleración (lo más próximo posible de la unión). Los ensayos experimentales se realizaron en una configuración libre-libre (ver Fig. 50a)

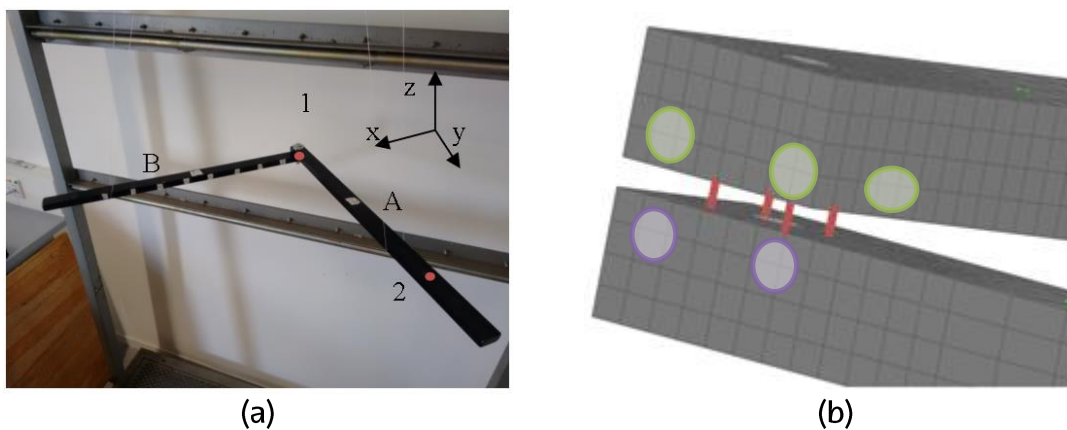


Fig. 50. (a) *Dos vigas atornilladas en condiciones libre-libre* (b) *diseño unión en elementos finitos*

Para la obtención de las receptancias de los componentes por separado, se ha elaborado un modelo de elementos finitos. La unión, en el modelo de la estructura ensamblada, se ha representado mediante cuatro muelles-amortiguadores tridimensionales, cuyas propiedades una vez obtenidas, deben representar el comportamiento de la unión real. El modelo de elementos finitos tiene 3680 elementos hexaédricos de 20 nodos y 88 elementos pentaédricos de 15 nodos.

La estructura puede ser representada como en la Fig. 51. Se puede observar que con respecto, a la formulación general, se tienen de dos incógnitas menos. En este caso, solo se necesita una medida experimental para obtener el sistema de ecuaciones expuesto en el apartado anterior.

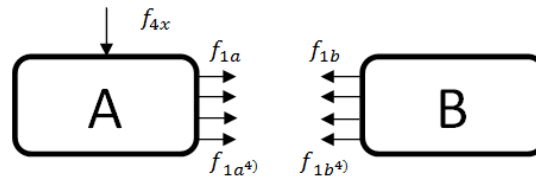


Fig. 51. Modelo de la estructura de vigas con unión fija

En la Fig. 52, se muestra la rigidez dinámica obtenida para un rango de frecuencia de 0 a 2kHz. Los valores obtenidos de rigidez de los cuatro elementos de unión mediante esta técnica se muestran en la Tabla 4.

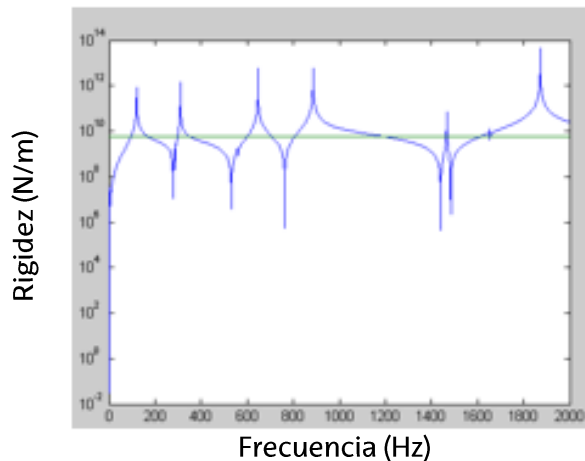


Fig. 52. Rigidez dinámica (azul) y rigidez estática (verde)

Tabla 4. Valores de rigidez obtenidos

Elemento	$K_x \left(\frac{N}{m}\right)$	$K_y \left(\frac{N}{m}\right)$	$K_z \left(\frac{N}{m}\right)$
1	6,05E+09	1,46E+08	1,52E+08
2	1,35E+10	3,73E+08	1,41E+08
3	9,26E+09	8,73E+06	2,84E+08
4	2,95E+10	2,48E+08	2,63E+08

Con el objeto de validar los resultados, se realizó un análisis modal experimental de la estructura real (los puntos de medición se señalan en la Fig. 53).

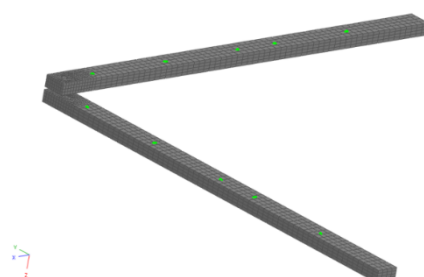


Fig. 53. Nodos utilizados en el análisis modal experimental

En la Tabla 5, se muestran las diferencias en frecuencias de los modos y el MAC obtenidos entre el modelo real y el modelo de elementos finitos usando los valores de rigidez y amortiguamiento definidos anteriormente.

Tabla 5. Correlación modelo EF y estructura real

FEA (Hz)	EMA (Hz)	Dif. (%)	MAC
199.49	190.99	4.45	93.2
271.99	255.84	6.31	85.8
403.31	543.15	-25.75	79.6
463.36	402.92	15	73.3

Como puede observarse, la diferencia en frecuencias es baja en las 2 primeras y alcanza un 25.75% en la tercera. En cuanto a los valores del MAC, se ha obtenido

una buena correspondencia entre resultados numéricos y experimentales para los 2 primeros modos.

3.3.2. Estructura bancada-columna de fresadora BF20L

En este apartado se presenta el estudio realizado sobre la unión entre la bancada y la columna de una fresadora manual, modelo BF20L VARIO. La unión está atornillada en cuatro puntos (Fig. 54c), con un par de apriete normalizado de 165Nm. Este tipo de unión fija es característica de las máquinas herramienta.

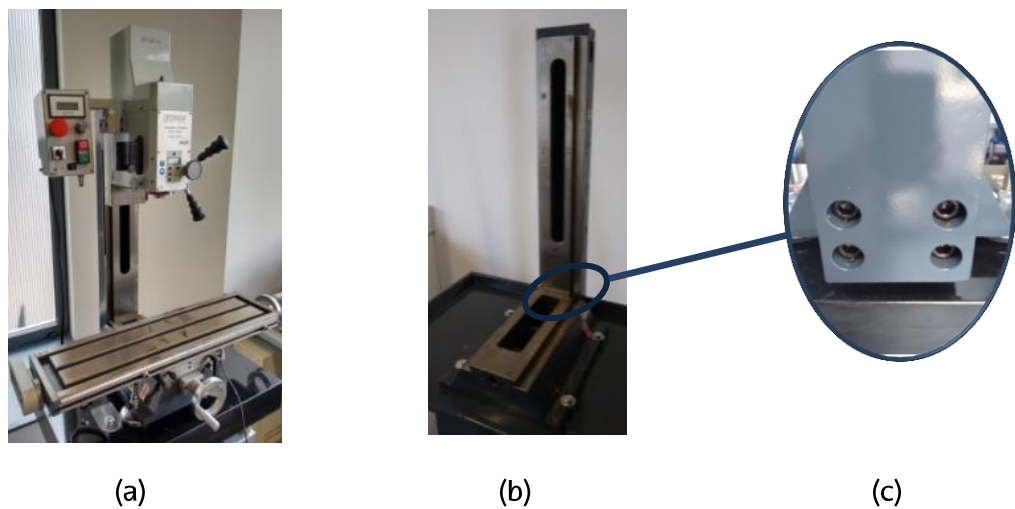


Fig. 54 (a) Taladradora-Fresadora BF20L Vario (b) columna-bancada (c) unión atornillada columna-bancada

Como en el caso anterior, los datos de partida del método de acoplamiento de receptancias son las receptancias numéricas de los componentes por separado y las experimentales en cada punto de unión. En la Fig. 55 se muestra el modelo de unión diseñado de cuatro contactos A-B-C-D.

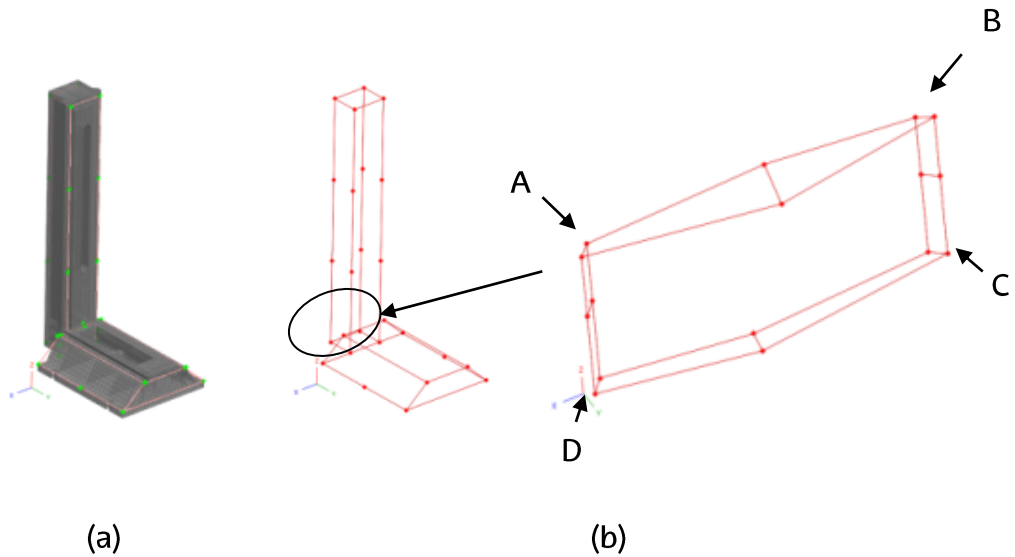


Fig. 55. (a) Modelo elementos finitos bancada-columna (b) modelo unión A-B-C-D

Se obtuvo la matriz de receptancia de la unión $[H_i]$ para cada frecuencia de muestreo dentro del rango definido por el test experimental (0-2000Hz). De sus componentes diagonales se obtuvo las características de rigidez para su uso en el modelo de elementos finitos, expuestas en la Tabla 6.

Tabla 6. Rigidez de los puntos de contacto de la unión diseñada

Elemento	$K_x \left(\frac{N}{m} \right)$	$K_y \left(\frac{N}{m} \right)$	$K_z \left(\frac{N}{m} \right)$
1	1,07E+12	3,83+E11	7,61E+10
2	6,89E+12	1.59+E12	2,86E+11
4	4,66E+12	9.02+E11	2,66E+11
5	2,48E+12	3,86+E11	6,84E+11

Mediante el uso del número de "MAC" entre los modos numéricos y experimentales, se puede validar el procedimiento desarrollado. Los resultados de MAC se muestran gráficamente en la Fig. 56, y se incluyen las diferencia en frecuencia en la Tabla 7.

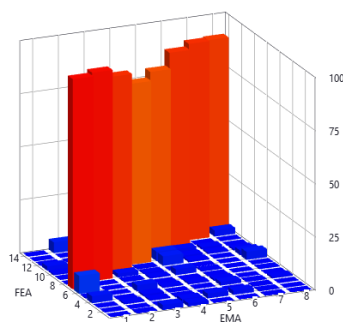


Fig. 56. MAC entre los modos numéricos y experimentales

Tabla 7. Correlación entre resultados simulados y experimentales.

Orden	AME(Hz)	MEF (Hz)	Dif. Frecuencia	MAC
1	211.68	215.14	1.63	98.9
2	285.03	301.12	5.65	98
3	377.87	394.16	4.31	92.3
4	584.26	571.63	-2.16	85.1
5	604.93	585.3	-3.24	86.9
6	706.86	749.09	5.98	92
7	852.24	899.82	5.58	92.3
8	981.76	1003.1	2.17	90.3

3.3.3. Análisis de resultados

En el caso de la estructura formada por dos vigas unidas mediante una unión atornilla, se debe resaltar que el tornillo abarca un área muy pequeña, lo cual obliga a que, en el modelo de elementos finitos, el espaciamiento entre los elementos muelle traslacionales sea relativamente pequeño. En la Fig. 48b se puede observar la disposición de los 4 muelles tridimensionales, utilizados para modelar la unión, siendo esta situación poco adecuada para el procedimiento de identificación planteado. En cuanto al segundo caso presentado, la unión entre la bancada y la columna es más adecuada para ser modelada considerando un enfoque superficial, cada tornillo se puede modelar mediante un único elemento muelle traslacional tridimensional, siendo la separación entre los elementos

suficiente problemas de mal condicionamiento en la aplicación de la formulación IRCSA.

En cada estructura, los valores de las rigideces se obtuvieron mediante la aplicación del procedimiento IRCSA desarrollado en este trabajo. Estas rigideces fueron consideradas, en los correspondientes modelos de elementos finitos, para obtener las frecuencias y modos de vibración numéricos. En las Tablas 5 y 7 se muestra la comparación entre los resultados numéricos obtenidos con los provenientes del análisis modal experimental, para cada caso. Esta comparación se ha basado en el cálculo de la diferencia porcentual entre las frecuencias obtenidas numéricamente y las experimentales y en los valores de MAC.

Del análisis de los resultados, se puede decir que, a pesar de la simplicidad de la unión atornillada de la estructura de dos vigas, sus resultados no son tan exactos como los que se han obtenido para la estructura columna-bancada. Se desprende de esto que el procedimiento desarrollado no ofrece una buena estimación cuando las uniones se modelizan con elementos de conexión con un espaciado pequeño entre ellos. Esto se debe a, por un lado, que en esta situación los elementos de conexión no pueden transmitir los momentos en la unión, siendo necesario considerar restricciones rotacionales para esta correcta transmisión. Por otro lado, el método IRCSA desarrollado requiere la obtención de respuestas en todos los puntos donde se definan los contactos. Por lo tanto, si dos o más de estas respuestas se obtienen en puntos cercanos, serán muy similares y la matriz de receptancias puede ser singular, o cercana a serlo, con lo que el desarrollo numérico puede dar resultados de rigidez que no permitan simular el comportamiento de la máquina adecuadamente.

3.4. Conclusiones

En este capítulo, se ha presentado un desarrollo del acoplamiento de receptancias inverso que permite la obtención de las rigideces y los amortiguamientos en uniones entre dos componentes a partir de medidas experimentales. Aun así, esta tesis se ha centrado en la rigidez de las uniones, ya que el amortiguamiento requiere un tratamiento especial para su correlación con el modelo real. Se ha decidido dejar como vía de investigación futura la aplicación de los amortiguamientos a las estructuras máquina-herramienta. El método es general y permite el cálculo para cada unión que se encuentre dentro de una estructura multi-componente.

El número de elementos para definir la unión se establece teniendo en cuenta que hay que definir suficientes grados de libertad para no necesitar la utilización de FRFs rotacionales, pero limitando a su vez el número de incógnitas para evitar problemas numéricos en la resolución del problema de identificación.

Durante el desarrollo de la formulación presentada se ha partido de la hipótesis de linealidad y de la consideración de elementos tipo muelle/amortiguador para la modelización de la unión, así como otras consideraciones para la aplicación de este método específicamente para estructuras máquina-herramienta, como son la utilización de zonas de contacto no puntual y la excitación en solo un grado de libertad que excite los modos del rango definido.

Finalmente, se demuestra que el modelo definido para la unión es adecuado para representar el comportamiento del conjunto, por su reducida diferencia en frecuencia y su alto valor de MAC. Por lo que los resultados obtenidos dan validez al método para caracterizar uniones.

4.Estudio numérico-experimental de uniones en máquina-herramienta

4.1.Introducción

Para la obtención de un modelo que represente las características reales de una estructura máquina-herramienta es necesario un estudio, tanto numérico como experimental, de cada uno de sus elementos. Esto incluye la modelización de sus componentes, sistemas de guiado y mecanismos de accionamiento. En el capítulo anterior, se presentó el método de acoplamiento de receptancias inverso y aplicaciones prácticas sencillas.

En este capítulo, se presenta un estudio numérico experimental del centro de mecanizado horizontal Danobatgroup DS-630 localizado en el centro tecnológico IK4-Ideko (Fig. 57a) que servirá como base de la aplicación del IRCSA, que se aplicará de forma práctica a dicha máquina en el siguiente capítulo. Los modelos de EF utilizados ya fueron definidos y actualizados por otros autores como Hernández-Vázquez et. al. [189], Albizuri et. al. [185]. El modelo de elementos finitos de esta fresadora se muestra en la Fig. 57b. Tiene un total de 12795 nudos y 76770 grados de libertad. El número de elementos utilizados es de 14980 elementos distribuidos con en la Tabla 8.

Tabla 8. Tipología de elementos utilizados

Tipo elemento	Número de elementos
Líneas (2 nodos)	351
Triángulos (3 nodos)	2687
Cuadriláteros(4 nodos)	11151
Hexágonos (8nodos)	484
Pentágonos (6 nodos)	226

El modelo tiene casi en exclusiva elementos tipos "Shell" y "Solid" ya que son los que menos distorsión causan en el mallado y son fácilmente exportables a otros programas comerciales como FEMTools. Los sistemas de guiado de la máquina se han modelizado como elementos tipo muelles. Los accionamientos, guías y componentes de la máquina son de acero, y la bancada es de fundición gris.

Los componentes son las unidades básicas en las que se puede dividir las estructuras máquinas-herramienta. Son unidades que por su rigidez (aunque

puedan tener uniones internas, como la del patín atornillado al componente asociado) se pueden considerar un conjunto, y por tanto, su error con respecto al modelo de elementos finitos se considera despreciable.

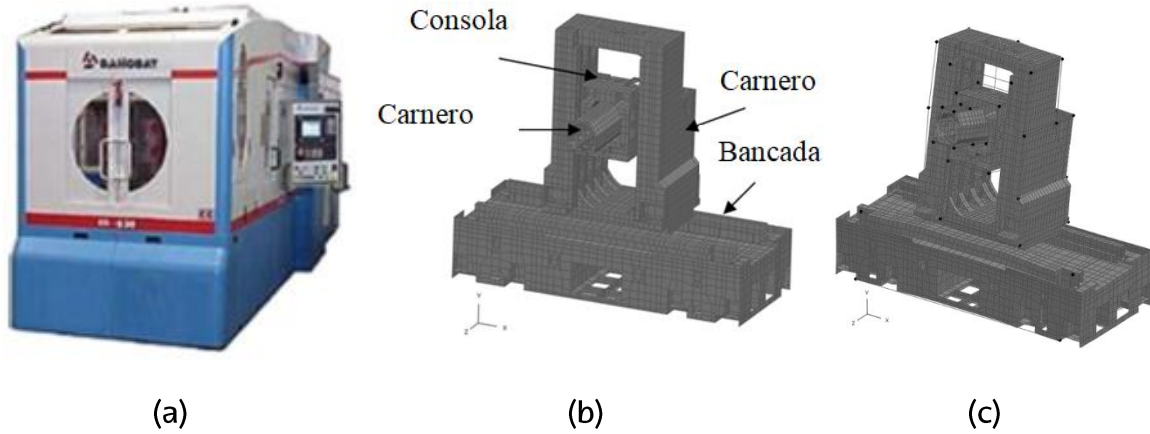


Fig. 57. (a) Fresadora horizontal DS-630 (b) modelo EF (c) emparejamiento modal del 1^{er} modo AME

Dicha máquina-herramienta tiene tres ejes lineales que le dotan de movimiento en los ejes X-Y-Z. La forman cuatro componentes principales: bancada, columna, consola y carnero (Fig.58).

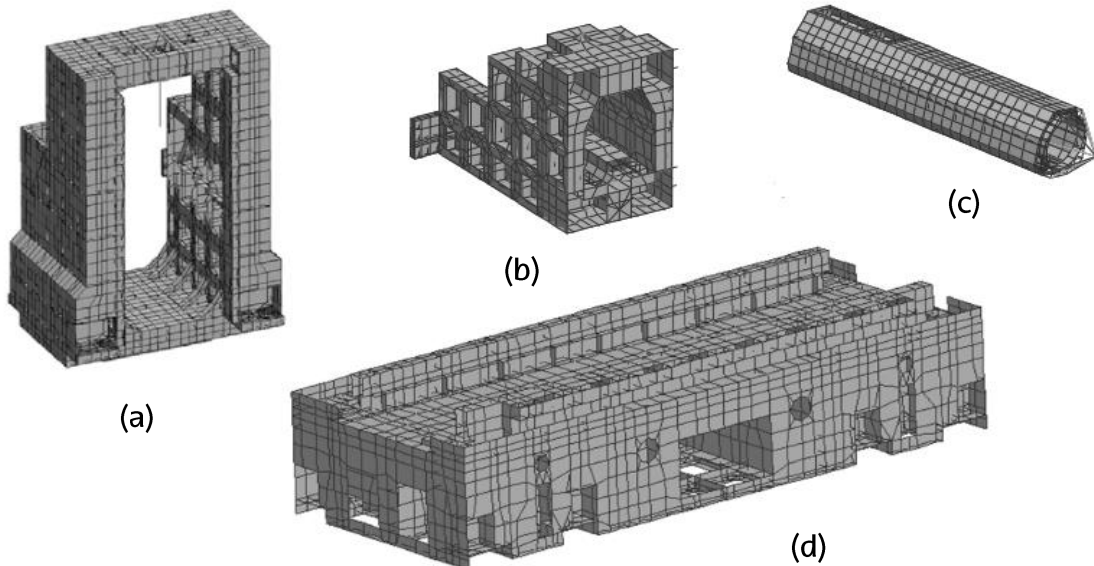


Fig. 58. Componentes que forman DS-630: (a) Columna, (b) Consola, (c) Carnero y (d) Bancada

La Tabla 9 muestra las especificaciones cinemáticas de la máquina en términos de limitación de recorridos, máximo avance y aceleración de los ejes. Todos ellos conectados por guías lineales con patines cuyos elementos rodantes son rodillos. Mientras que las guías de los ejes X e Y son INA RUE55 HL, el eje Z es INA RUE45 HL.

Tabla 9. Especificaciones cinemáticas

Axis	X	Y	Z
Recorrido (mm)	1000	800	630
Velocidad ejes (mm/min)	60	60	60
Aceleración (mm/s ²)	10	10	10

En El eje X se tiene una guía que provee de movimiento relativo entre la bancada y la columna y es accionado por un motor lineal. Los ejes Y y Z están accionados por un sistema husillo a bolas, permitiendo el movimiento entre columna-consola y consola-carnero, respectivamente.

Las uniones se han dividido en accionamientos y sistemas de guiado. En la Fig. 59a, se muestra el husillo del accionamiento de la unión columna-consola. Mientras en la Fig. 59b se muestra el sistema de guiado lineal en la unión columna-bancada. Teniendo la misma configuración en las uniones columna-consola y consola-carnero. Como se puede observar, la columna se une al patín por medio de 6 tornillos, por lo que en el modelo de elementos finitos, se ha planteado que el patín está rígidamente unido a la columna. Mientras que el raíl se encuentra unido rígidamente a la bancada.

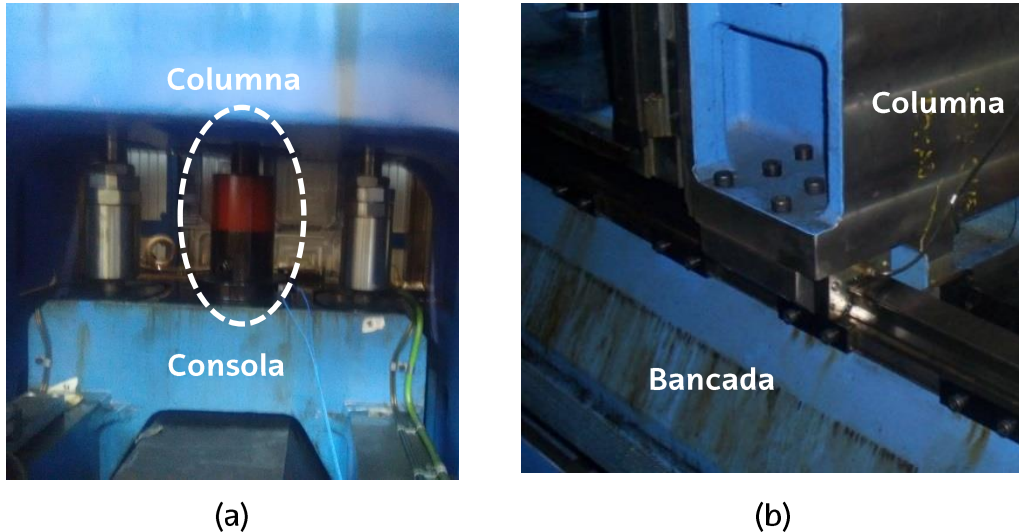


Fig. 59. (a) Husillo de accionamiento columna-consola, (b) sistema de guiado lineal de la unión bancada-columna

Se ha realizado esta división ya que se procederá a aplicar diferentes métodos para su caracterización. Mientras que los accionamientos se calcularán por medio del modelado mecánico de sus componentes, el sistema de guiado se calculará por el método del IRCSA desarrollado en el capítulo 3 y aplicado en el capítulo 5. Esto es debido al distinto comportamiento que tiene cada uno cuando la máquina se mueve a diferentes posiciones de trabajo. Las características dinámicas del accionamiento varían según la longitud del husillo, que deriva de la posición en la que se encuentren los componentes. Las características dinámicas del accionamiento varían según la longitud del husillo dependiendo de la posición en la que se encuentren los componentes en el área de trabajo, pero los nodos que unen son los mismos. Sin embargo, en la rigidez de los sistema de guiado es a la inversa, se ha supuesto constante en todas las configuraciones en el área de trabajo, pero lo que sí varían son los grados de libertad en los que se aplica.

Este capítulo trata dos objetivos fundamentales:

- Caracterizar las uniones de los accionamientos de forma experimental para su introducción directa en el IRCSA mediante un estudio in situ.

- Estudio de los modos de una estructura en función de la rigidez de la unión. Este análisis pretende obtener un mejor conocimiento del comportamiento de los modos de la máquina estudiada.

El rango de frecuencia en el que se debe realizar el estudio se ha tomado del estudio de Iglesias et. al. [90] en el que se concluye que las vibraciones estructurales más importantes suceden entre 50 y 125Hz. Este rango de frecuencia es el que hay que excitar adecuadamente en la toma de medidas experimentales.

Ambos métodos requieren de medidas experimentales. Por lo que en esta introducción se presentarán los diversos dispositivos que se han utilizado para obtenerlas.

Por un lado, en el estudio de los accionamientos se han obtenido desplazamientos por medio del propio control de la máquina y de relojes comparadores. Se han medido fuerzas por medio de una célula de carga Kistler type 9212 y con un sistema de adquisición Pulse de Brüel & Kjaer con amplificador (Fig. 60).



(a)



(b)

Fig. 60. (a) Adquisición con Pulse de Brüel & Kjaer y amplificador (b) célula carga Kistler Type 9212 y reloj comparador

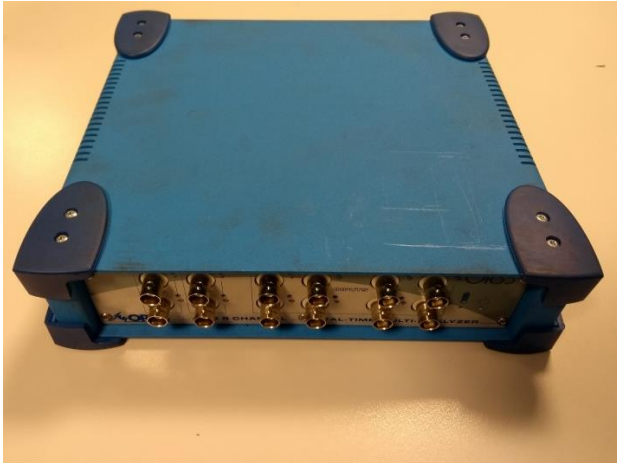
El sistema de adquisición se debe configurar dependiendo de las fuerzas que se vayan a medir, es decir, la relación entre el voltaje transmitido por el amplificador y la fuerza. Dicha función depende de la sensibilidad del sensor, del voltaje de salida y del rango del amplificador (Ec. 49).

$$\begin{aligned}
 \text{Ratio} \left(\frac{V}{N} \right) &= \text{Sensibilidad del sensor} * \frac{\text{Voltaje de salida}}{\text{Rango de amplificador}} \\
 &= 12.22 \frac{pC}{N} * \frac{5v}{\text{Rango } pC}
 \end{aligned}
 \tag{Ec. 49}$$

Tabla 10. Ratio para diferentes rangos del conjunto célula de carga/amplificador

Rango	Ratio
100	1.63666121
500	8.18330606
2000	32.7332242
10000	163.666121
40000	654.664484
200000	3273.32242
1000000	16366.6121

Las receptancias experimentales que se utilizarán se han obtenido por medio del analizador de señales OROS- series 3 con el software NVGate, acelerómetros triaxiales PCB 356A2 y un martillo PCB 086D20 (Fig. 61).



(a)



(b)

Fig. 61 Analizador de señales OROS series 3 (c) acelerómetros triaxiales PCB 356A2 y un martillo PCB 086D20

Por otro lado, las receptancias numéricas de los componentes individuales en condiciones libre-libre han sido calculadas por medio de software FEMTools®.

4.2. Diseño de accionamientos

Como se ha dicho anteriormente, la máquina DS-630 consta de tres accionamientos que le permiten moverse en los ejes X, Y y Z. Dos de ellos están accionados por motores rotativos y husillos a bolas (Fig. 62a y Fig. 62b) mientras que el tercero (el eje X) se mueve gracias a un motor lineal.

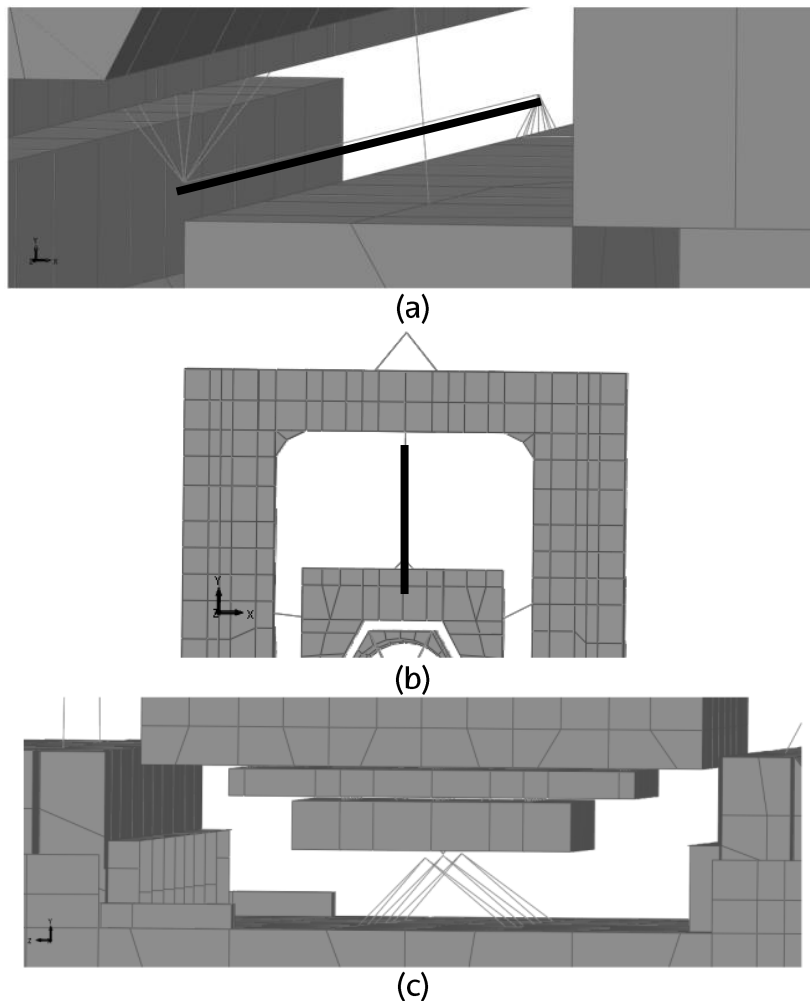


Fig. 62. Accionamientos de la fresadora DS-630. (a) Accionamiento husillo a bolas unión consola-carnero (b) Accionamiento husillo a bolas unión consola-columna (c) Accionamiento lineal unión bancada-columna

Es característico de los husillos a bolas que su rigidez varíe con la posición del componente accionado. A medida que la mesa se aleja del motor, la rigidez axial disminuye, ya que hay más longitud entre el motor y la tuerca. El modelo del accionamiento para diferentes configuraciones de los husillos se puede observar en la Fig. 63.

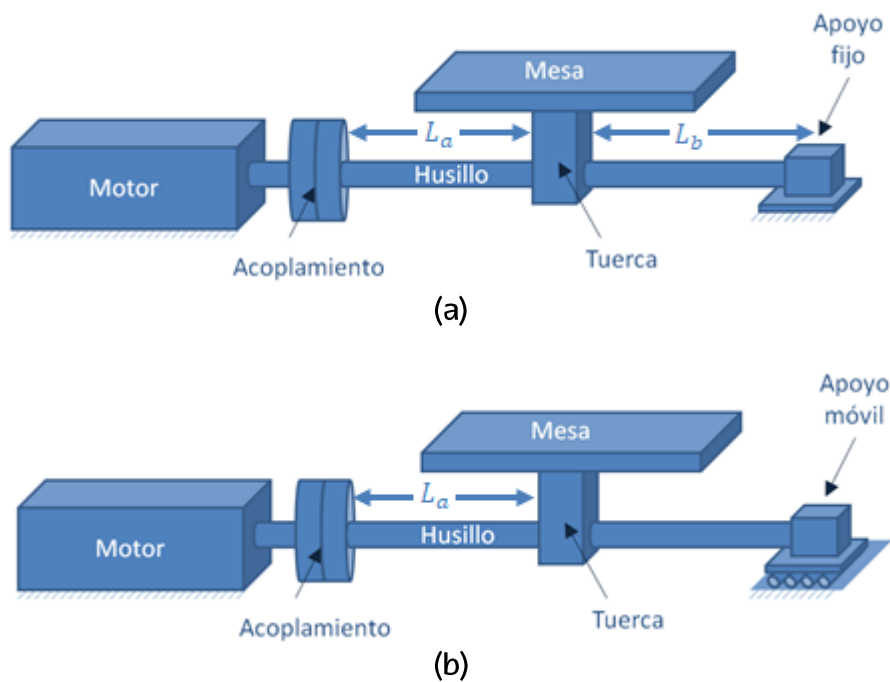


Fig. 63. Accionamiento husillo a bolas (a) con ambos extremo fijo y acoplamiento, (b) con un extremo fijo, el otro móvil y acoplamiento

Para el caso en el que sus dos extremos sean fijos (Fig. 63a) la rigidez se puede calcular mediante la Ec. 51. En esta ecuación la rigidez del husillo $R_{Husillo}$ es función tanto de la longitud del motor hasta la tuerca L_a como de la longitud desde la tuerca hasta al extremo fijo L_b . Mientras que en el caso que nos ocupa (Fig. 61b), la rigidez del husillo con el extremo móvil solo depende de L_a (ver Ec. 50), el cual se calculará posteriormente.

$$R_{Husillo} = \frac{A * E * L}{1000 * L_a * L_b} \quad \text{Ec. 50}$$

Cuando el montaje tiene una configuración fija-fija la rigidez aumenta y con ello aumenta la precisión del sistema al reducirse el error, aunque tiene ciertos inconvenientes durante su funcionamiento que, desaconsejan su elección en algunas situaciones. Uno de ellos, es que al aumentar la temperatura del husillo los extremos no permiten su expansión y se generan tensiones de compresión añadidas en el husillo. Este fenómeno se agrava cuando el husillo es de gran longitud o de gran grosor en detrimento de la capacidad tanto estática como dinámica.

Aun así, hay otras formas de añadir rigidez al conjunto sin recurrir a la de fijar el extremo libre, como la de incrementar el diámetro del husillo o precargar la tuerca. Estas dos soluciones incrementan la precisión de posicionamiento de la mesa. Ambas tienen también sus inconvenientes si se precarga en exceso. La primera de ellas es aumentar el peso del conjunto, con ello aumentar las inercias y las fuerzas necesarias para mover el conjunto. Mientras que la segunda hace que haya un mayor rozamiento con una mayor generación de calor. Por lo que un compendio de estas dos soluciones puede contrarrestar la disminución de rigidez del husillo. Además, la precarga de la tuerca es una solución, en gran medida del denominado, "backlash". Este fenómeno hace que se pierda precisión cuando el sentido de giro se invierte ya que sin precarga la tuerca tiene holgura.

En el caso de la máquina seleccionada, el acoplamiento lo sustituye un sistema polea correa. En la Fig. 64a se muestra un esquema de este conjunto, y en la Fig. 64b se representa su modelo simplificado.

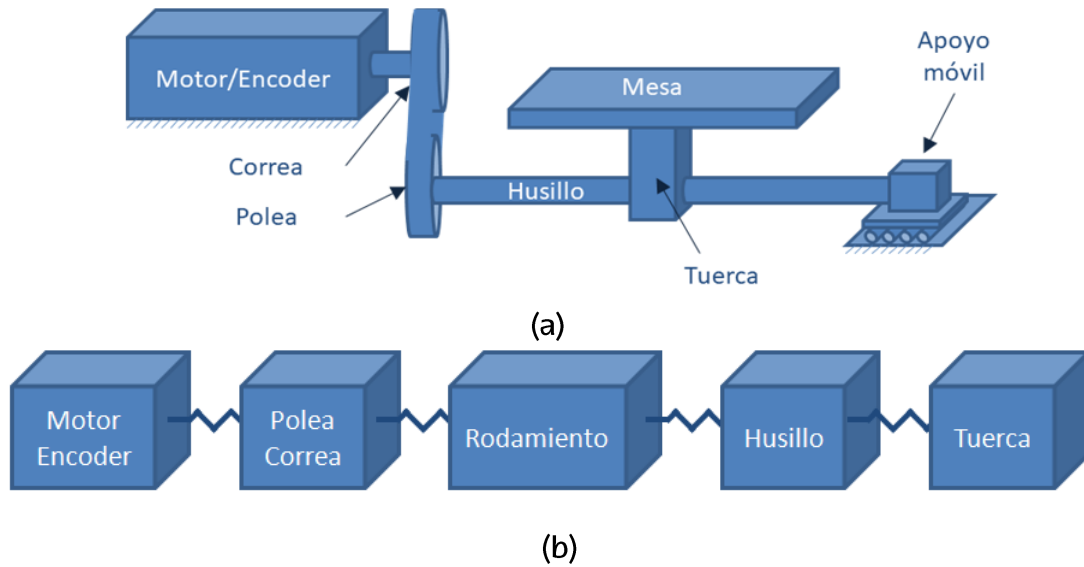


Fig. 64. (a) Modelo mecánico de los accionamientos de la fresadora DS-630 (b) Modelo simplificado de componentes

Este sistema en la máquina real se muestra en la Fig. 65, donde el motor se encuentra desplazado del eje del husillo, que se encuentra protegido por una carcasa de plástico.

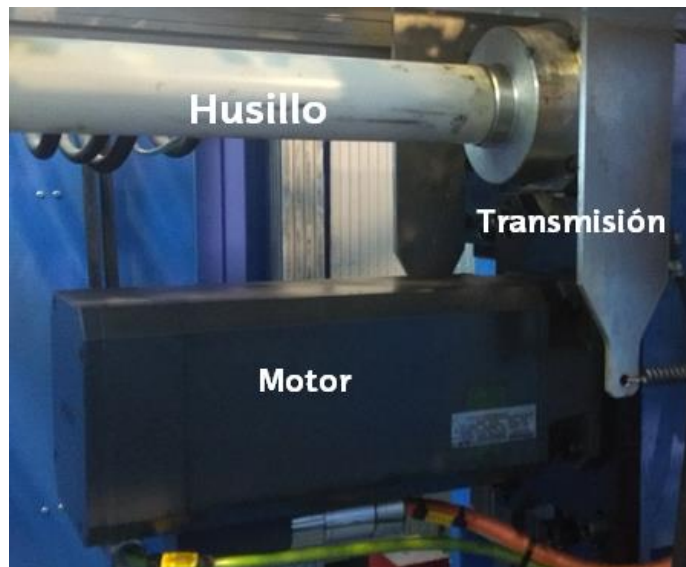


Fig. 65. Motor y transmisión polea-correa hasta eje de husillo

Para la caracterización de la rigidez del accionamiento es necesario conocer la rigidez de cada uno de sus componentes. Como tienen una disposición en serie, la inversa de la rigidez total del accionamiento $R_{accionamiento}$ es la suma de las inversas de las rigideces de los componentes que lo componen según la Ec. 51, es decir, la suma de la inversa de la rigidez del sistema de transmisión polea-correa $R_{Transmisión}$, la rigidez del husillo $R_{Husillo}$, la rigidez de la tuerca R_{Tuerca} y la rigidez del rodamiento axial $R_{rodamiento}$.

$$\frac{1}{R_{accionamiento}} = \frac{1}{R_{Transmisión}} + \frac{1}{R_{Husillo}} + \frac{1}{R_{Tuerca}} + \frac{1}{R_{rodamiento}} \quad Ec. 51$$

Como se puede observar, en este análisis se tiene en cuenta la pérdida de rigidez axial equivalente debida a la flexibilidad torsional del conjunto de transmisión polea-correa. Por tanto, es necesario obtener su rigidez, pero ésta es difícil de estimar de forma teórica y depende del montaje (del cual no se disponen los detalles). La rigidez hallada de la polea-correa en una posición se mantendrá constante en otras posiciones del accionamiento. En la Ec. 52 se despeja la rigidez axial equivalente de la transmisión.

$$\frac{1}{R_{Transmisión}} = \frac{1}{R_{accionamiento}} - \left(\frac{1}{R_{Husillo}} + \frac{1}{R_{Tuerca}} + \frac{1}{R_{rodamiento}} \right) \quad Ec. 52$$

Según fabricante, la rigidez de la tuerca a bolas es $R_{Tuerca} = 290 \frac{N}{\mu m}$ mientras que la rigidez de los rodamientos $R_{rodamiento} = 1300 \frac{N}{\mu m}$. El único término que varía en función de la posición es la rigidez del husillo $R_{Husillo}$ ya que los demás se mantienen constantes. La rigidez del husillo se puede calcular como en la Ec. 53. Siendo el área del husillo $A = \pi * r_{husillo}^2$ calculada mediante el radio del husillo $r = 22 \text{ mm}$, el módulo de Young del material $E = 210 \text{ GPa}$ y la longitud desde la polea hasta la tuerca L_a .

$$R_{Hus} \left(\frac{N}{\mu m} \right) = \frac{A(mm^2) * E \left(\frac{N}{mm^2} \right)}{L_a(mm) * 1000 \left(\frac{\mu m}{mm} \right)} = \frac{\pi * r^2 * E}{L_a} \quad \text{Ec. 53}$$

En el eje Y, la longitud del husillo en la posición retraída (Fig. 67a) es $L_a = 402mm$, mientras que en la extendida (Fig. 67b) $L_a = 795mm$. En el eje Z, la longitud en la posición extendida (Fig. 67c) es $L_a = 867mm$ y en la retraída (Fig. 67d) es $L_a = 561mm$.

Para la obtención de la rigidez de la transmisión se procedió a la medición de fuerza-deformación en movimientos cuasi-estáticos del carnero contra sólidos prácticamente indeformables (Fig. 64). La fuerza se midió mediante la célula de carga de alta impedancia KISTLER tipo 9212. Las deformaciones se obtuvieron a partir de la diferencia de posición medida por el encoder del motor del accionamiento y el desplazamiento medido por la regla óptica lineal ubicada en la guía (Fig. 66). La medida interna del encoder, en realidad, da la posición angular girada por el motor, y en la interfaz gráfica muestra la longitud. El control realiza el cálculo por medio del paso del husillo.

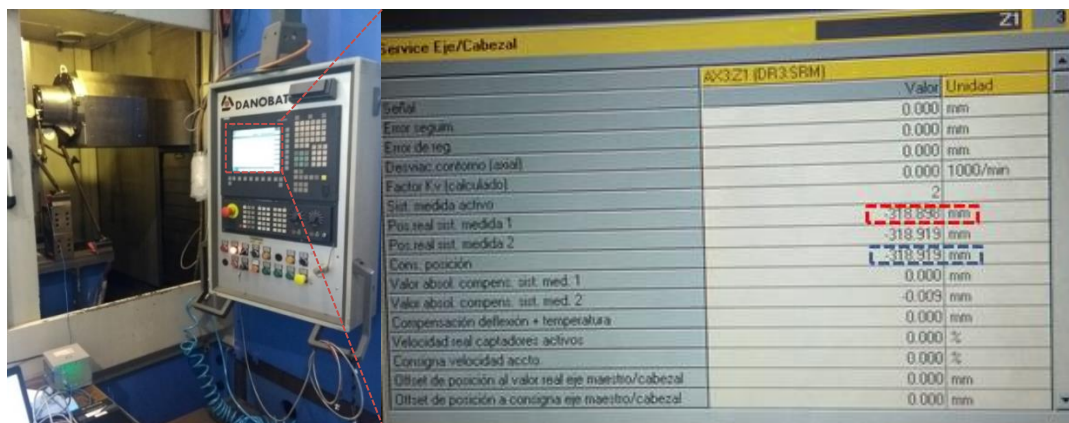


Fig. 66. Ensayos de medición de fuerzas en diferentes configuraciones y detalle de la posición de la regla y encoder enmarcada en azul y rojo respectivamente

Ha sido necesario realizar cuatro ensayos para determinar y validar la rigidez de la transmisión del accionamiento:

1. Carnero en posición más alta. El husillo Y se encuentra retraído y se aplica un desplazamiento hacia abajo (Fig. 65a)
2. Carnero en posición más baja. El husillo Y está extendido y se aplica un desplazamiento hacia abajo (Fig.67b).
3. Carnero extendido en posición alta. El husillo Z se encuentra extendido y se aplica un desplazamiento hacia la izquierda (Fig. 67c).
4. Carnero retraído en posición alta. El husillo Z se encuentra retraído y se aplica un desplazamiento hacia la izquierda (Fig. 67d).

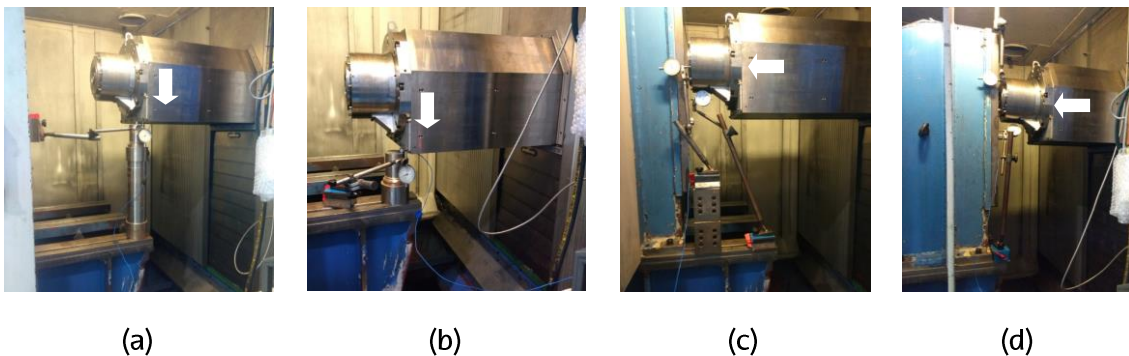


Fig. 67. Posiciones de los accionamientos (a) Husillo Y extendido (b) husillo Y retraído (c) husillo Z extendido (d) husillo Z retraído

Las deformaciones del husillo se obtendrán de la diferencia de posición entre el encoder del motor del accionamiento y el desplazamiento de la regla óptica lineal del accionamiento. Cuanto más extendido se encuentre un husillo, mayor es su longitud L y por lo tanto menor rigidez $R_{Husillo}$, según Ec. 54. Se conocen las longitudes del husillo en cada posición por medio del plano de montaje del husillo.

La relación fuerza-deformación del husillo en las diferentes posiciones se muestra en el gráfico de la Fig. 68.

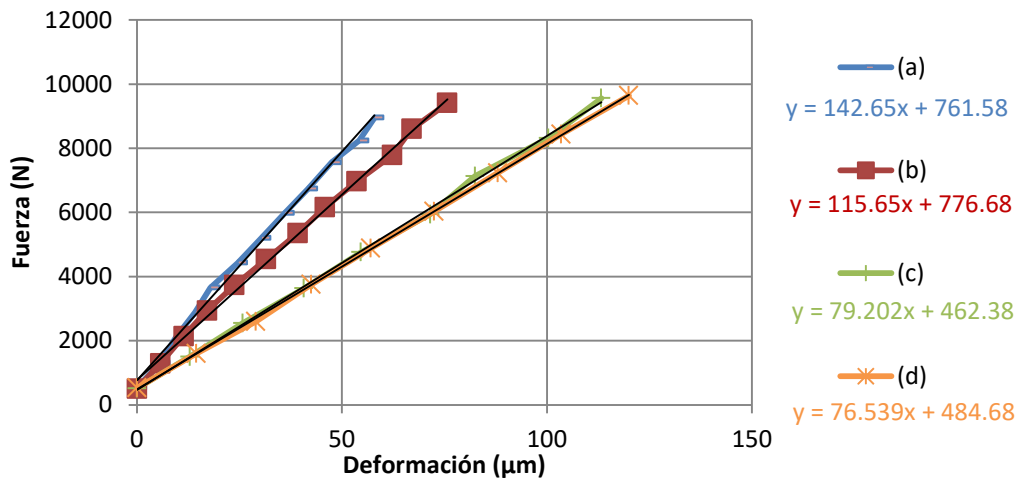


Fig. 68. Rigidez experimental de los accionamientos

Con estos valores se puede calcular la rigidez del husillo $R_{Husillo}$ y obtener la rigidez de los accionamientos. En la Tabla 11, se observa el planteamiento a seguir.

Primero se parte de la rigidez de los accionamientos medidos experimentalmente en la posición 1. Se calcula la rigidez de transmisión en la posición 1 que será igual a la de la posición 2 y mediante las rigideces del husillo en la posición 2 se puede hallar la rigidez del accionamiento en la posición 2. De esta forma se puede obtener la rigidez del accionamiento en cualquier posición sabiendo la longitud del husillo.

Tabla 11. Cálculo teórico de la $R_{Transmisión}$ en husillo Y y Z, y cálculo de la $R_{Accionamiento}$ teniendo en cuenta la variación de $R_{Husillo}$

Posición 1	Rigidez ($\frac{N}{\mu m}$)	$R_{Accionamiento}$	$R_{Husillo}$	$R_{rodamiento}$	R_{Tuerca}	$R_{Transmisión}$
	Accionamiento Y (Fig. 5a)		142.7	794	1300	290
Accionamiento Z (Fig. 5c)		79.2	368	1300	290	150.33

Posición 2	Rigidez ($\frac{N}{\mu m}$)	$R_{Transmisión}$	$R_{Husillo}$	$R_{rodamiento}$	R_{Tuerca}	$R_{Accionamiento}$
	Accionamiento Y (Fig. 5b)		652.6	368	1300	290
Accionamiento Z (Fig. 5d)		150.33	569	1300	290	73.6

Tabla 12. Error cálculo $R_{Accionamiento}$ teórico frente a experimental

Diferencia de $R_{Accionamiento}$	Teórica	Real	Error (%)
Accionamiento Y	121.4	115.65	-4.73
Accionamiento Z	73.6	76.5	3.26

El tercer accionamiento, en dirección X, véase la Fig. 62c, es un accionamiento lineal que trabaja bajo fuerzas creadas por campos magnéticos. La sincronización de estos campos dota de movimiento relativo a los componentes de la unión. Estos accionamientos permiten una gran aceleración y una velocidad superior a los husillos a bolas convencionales. Además, es un mecanismo de no contacto y de nula fricción en su funcionamiento. Por lo tanto, las fuerzas generadas durante el corte se transmiten directamente del motor al componente accionado [190]. Por tanto, la rigidez dependerá del sistema de control que se halla programado. Con un sistema de control bien ajustado su rigidez es muy elevada

por lo que se ha creído conveniente para este trabajo modelizar este accionamiento como infinitamente rígido. El estudio del sistema de control se encuentra fuera del campo de estudio de esta tesis ya que ha sido imposible obtener los modelos de control de dicho accionamiento. Por otro lado, su característica dinámica más especial es que la rigidez no varía, independientemente, de la posición donde se encuentre.

4.3. Estudio experimental del comportamiento modal de uniones en estructuras máquina-herramienta

En este apartado, se ha planteado un estudio para la comprensión de cómo afecta la modelización de las guías al comportamiento dinámico de la estructura. Es un paso previo a la posterior aplicación del acoplamiento de receptancias inverso (capítulo 5). La forma en el que se plantee el modelo es esencial para conseguir una buena correlación entre el modelo experimental y el modelo real.

Con el fin de analizar la forma óptima de modelar los elementos de unión, se ha seleccionado el subconjunto carnero-consola de la estructura, como ejemplo para la aplicación del método numérico (Fig. 69a). Este subconjunto se estudiará en condiciones libres

La unión consta de dos raíles fijados en la parte inferior del canero y cuatro patines fijados a la consola. Como señala Gaul et al. [191], la influencia de la dinámica estructural depende en gran medida del diseño de las uniones individuales. Una unión con una buena distribución de puntos de contacto puede reproducir la dinámica del sistema de una manera fiable. Por otro lado, un número elevado de puntos de contacto incrementa el rango de las matrices involucradas en el acoplamiento de receptancias inverso, por tanto, se incrementa el esfuerzo computacional.

Con el objetivo de modelar la unión de la forma más sencilla y con el menor número de conexiones, pero que represente el comportamiento dinámico adecuadamente, se ha realizado un análisis por comparación de modelos numéricos, utilizando para esta comparación la diferencia porcentual entre las frecuencias propias, y el valor de MAC entre modos de vibración. En la Fig. 69bcd se muestran los tres modelos propuestos para modelar la unión (se representa un lado de la unión, con un raíl y dos patines): cuatro contactos (uno en cada patín), ocho contactos (dos en cada patín) y 16 contactos. Cada modelo se define por el

número de elementos muelle tridimensionales que conectan el carnero con la consola.

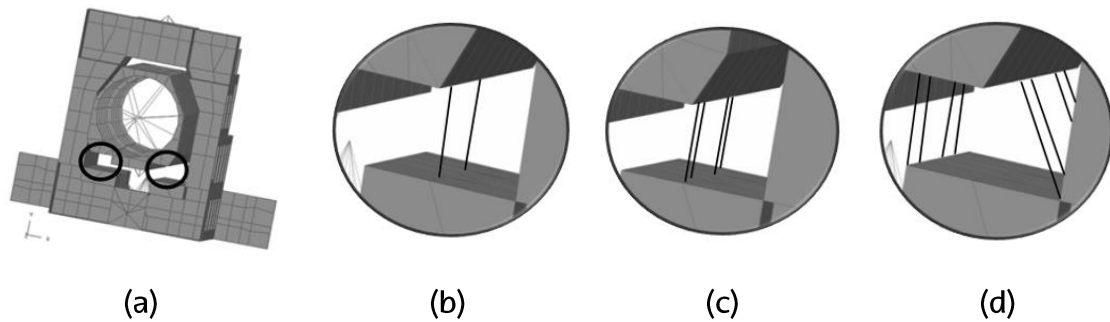


Fig. 69. (a) Modelo carnero-consola (b) 4 contactos; (c) 8 contactos; (d) 16 contactos

Los tres modelos cumplen los requerimientos comentados en capítulo 3 para una caracterización adecuada para la unión, es decir, tienen, al menos, tres elementos muelle que están bien separados. Para observar el comportamiento dinámico de la unión, se ha realizado un análisis modal numérico para cada valor de rigidez de los muelles. Se ha considerado dar el mismo valor de rigidez a todos los muelles en cada iteración.

Se ha realizado un análisis modal numérico para cada valor de rigidez desde un valor de $1E7$ N/m hasta $1E10$ N/m. Se ha seleccionado esta franja porque es en esa franja de valores donde la frecuencia cambia su tendencia lineal de crecimiento por una tendencia asintótica. En la Fig. 70, se muestra la variación de la frecuencia en Hz del primer modo dependiendo de la rigidez de la unión para tres modelos de la unión. Se puede observar que el comportamiento de dicha frecuencia tiene una forma similar en los tres casos a medida que se incrementa la rigidez, difieren a la frecuencia a la que pueden llegar. Todas las curvas muestran una asíntota horizontal a valores altos de rigidez, el cual indica la rigidez máxima que se puede obtener en cada modelo. Para el caso de 16 contactos, la frecuencia es de 156Hz, sin embargo, la frecuencia máxima con 4 contactos es de 112Hz. Este estudio es útil, ya que, si el modo experimental tuviera su primer modo a más 112Hz, el modelo de 4 contactos tendría que ser directamente descartado.

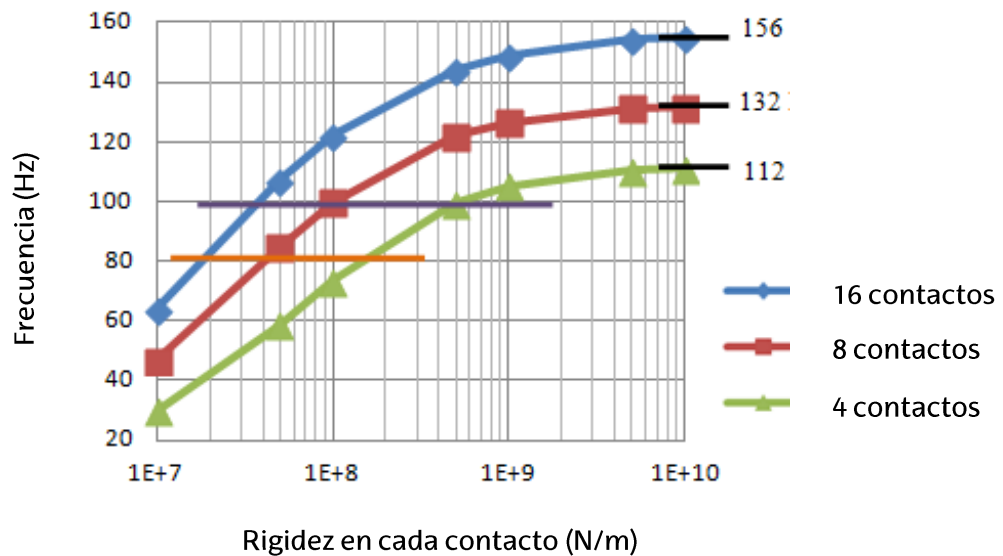


Fig. 70. Frecuencia del primer modo de vibración con diferentes valores de rigidez en cada contacto

Como es lógico, los resultados muestran que el modelo de 16 contactos requiere menor valor de rigidez en sus contactos y por ello puede alcanzar mayores frecuencias (unión más rígida). En teoría cuantos más contactos mejor se aproxima el modelo. Aunque un número elevado de elementos de unión no es recomendable para el método de acoplamiento de receptancias inverso ya que aumenta el tamaño de las matrices a invertir. Por lo que, se ha realizado una validación para ver si es posible una disminución en el número de contactos y se ha realizado por medio del valor del MAC [192]. Un valor de MAC alto entre modelos indicará una buena correlación.

Para ello, se ha calculado el primer modo flexible para cada valor de unión por cada modelo. En la Fig. 71, a modo de ejemplo, se muestran los resultados del modelo de cuatro contactos. Se han fijado dos frecuencias de referencia 80Hz y 100Hz señaladas en la Fig. 71 como dos líneas horizontales. Se han obtenido las rigideces S_{80} y S_{100} a dichas frecuencias de los tres modelos por medio de la media logarítmica.

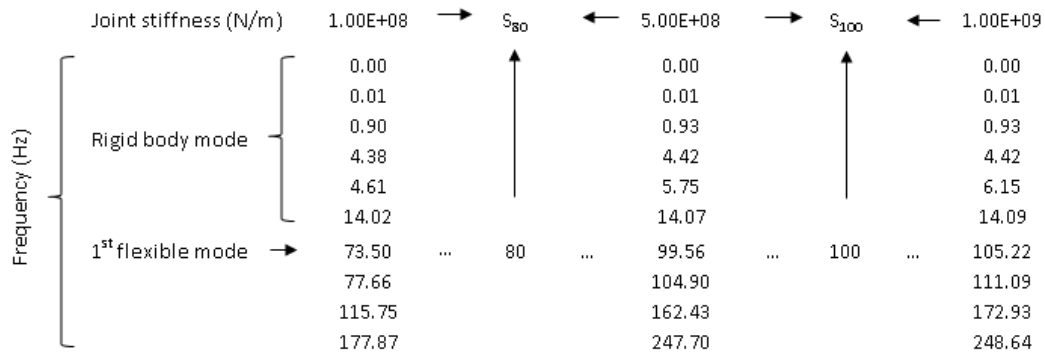


Fig. 71. Cálculo rigidez a 80Hz S_{80} y a 100Hz S_{100} para el modelo de cuatro contactos

Para no tener solo en cuenta el primer modo, en este análisis se han tenido en cuenta los diez primeros modos de cada modelo para las rigideces S_{80} y S_{100} . Se han comparado los modelos mediante el valor de MAC entre 16 contactos y 8 contactos y entre 16 y 4 contactos a esas frecuencias de referencia. En la Tabla 13, se muestran los valores medios de MAC de los primeros 10 modos entre el modelo de 16 contactos y los otros dos modelos a frecuencias de 80 Hz y 100 Hz. Un valor alto de MAC y bajo error en frecuencia muestra un comportamiento similar.

Tabla 13. Valores de MAC entre el modelo de 16 contactos y los otros dos

Frecuencia de referencia	80 Hz		100 Hz	
	8 contactos	4 contactos	8 contactos	4 contactos
Valor medio de MAC primeros 10 modos frente a modelo 12 contactos	96.7	94	99.0	94.9
Error medio en frecuencia de primeros 10 modos frente a modelo 12 contactos (%)	5.8	4.7	3.5	4.1

Los altos valores de MAC, por encima de 94, y las bajas diferencias porcentuales de las frecuencias, por debajo del 6%, indican que hay buena correlación entre un modelo de unión de dieciséis contactos y un modelo de cuatro contactos. Por lo que se ha decidido que el modelo más simple es válido para este proceso de modelización.

4.4. Estudio del comportamiento de los modos flexibles y de sólido rígido

El análisis que se presenta en este apartado tiene como objetivo evaluar la evolución de los modos de vibración a medida que se rigidiza una unión, con el fin de comprender y clasificar la tipología de los modos que se calculan mediante el análisis modal. En este apartado, se utilizará el número MAC entre diferentes ensayos para obtener la similitud entre modos de vibración.

Los modos de cualquier estructura de dos o más componentes se pueden clasificar por el comportamiento ante el incremento de la rigidez de las uniones que los unen. Para observar este comportamiento se ha seleccionado la subestructura carnero-cónsola de la fresadora DS-630 en condiciones libres, estudiada en el subapartado anterior. Se ha realizado un análisis modal numérico para obtener los 20 primeros modos de vibración considerando valores de rigidez que se han variado desde un valor $1e3$ N/m hasta $9e10$ N/m. La variación de la rigidez en cada iteración ha sido muy pequeña para poder comparar los modos con la anterior iteración. Se han realizado 72 análisis modales numéricos incrementando la rigidez realizando una sucesión logarítmica: $1e3$, $2e3$, $3e3$..., $1e4$, $2e4$, $3e4$..., $1e5$, $2e5$, $3e5$..., $8e10$ y $9e10$. Para después recoger los resultados en gráficas semilogarítmicas (Fig. 72)

Los resultados se muestran en la Tabla 14, donde se indica en las columnas los resultados de frecuencia para los 20 primeros modos, obtenidos para algunos valores de rigidez, a medida que se van incrementando estos valores. Se puede observar, en esta tabla, que inicialmente se tienen 12 modos de sólido rígido (enmarcados en verde) ya que como la rigidez es tan baja, los sólidos se pueden considerar independientes y en condiciones libres. Solo 6 de estos modos continúan siendo modos de sólido rígido cuando la unión tiene una rigidez tan elevada que se consideran un único componente (enmarcados en morado). Los

otros 6 modos de sólido rígido iniciales se han convertido en modos flexibles cuando la rigidez es elevada.

Para seguir el rastro de los modos, ya que al rigidizar la unión la frecuencia cambia y los modos de vibración respectivos, es necesario realizar una comparación MAC entre los modos obtenidos entre valores de rigidez consecutivos. Si el incremento de rigidez es pequeño, el arrojarán valor del MAC es alto. De esta forma seguir el rastro de los modos. Esto es útil cuando las frecuencias entre dos modos se encuentran muy cercanas (enmarcado en amarillo)

Tabla 14. Resultados de los primeros 20 modos del análisis modal al modelo de EF

Rigidez unión (N/m)	1.00E+03	...	1.00E+06	...	6.00E+07	...	2.00E+08	...	1.00E+09	...	9.00E+10	Orden final modo
1º Modo (Hz)	0.00	...	0.00	...	0.00	...	0.00	...	0.00	...	0.00	1º
2º Modo (Hz)	0.00	...	0.00	...	0.00	...	0.00	...	0.00	...	0.00	2º
3º Modo (Hz)	0.06	...	0.07	...	0.07	...	0.07	...	0.07	...	0.07	3º
4º Modo (Hz)	0.19	...	3.01	...	3.91	...	4.40	...	4.42	...	4.42	6º
5º Modo (Hz)	0.22	...	3.93	...	4.43	...	4.80	...	5.91	...	6.53	4º
6º Modo (Hz)	0.42	...	10.81	...	14.00	...	14.04	...	14.09	...	14.12	7º
7º Modo (Hz)	0.66	...	10.97	...	62.56	...	86.89	...	105.22	...	112.07	5º
8º Modo (Hz)	0.87	...	12.00	...	66.33	...	91.52	...	111.09	...	118.81	8º
9º Modo (Hz)	0.97	...	16.98	...	97.29	...	139.28	...	172.93	...	185.40	10º
10º Modo (Hz)	5.04	...	21.34	...	147.80	...	215.68	...	248.64	...	249.83	12º
11º Modo (Hz)	6.54	...	27.64	...	186.94	...	244.88	...	261.86	...	274.82	9º
12º Modo (Hz)	15.26	...	33.11	...	207.03	...	260.38	...	290.53	...	296.47	11º
13º Modo (Hz)	246.68	...	246.72	...	249.28	...	268.82	...	300.79	...	315.00	13º
14º Modo (Hz)	286.69	...	287.46	...	298.76	...	307.13	...	331.49	...	343.69	15º
15º Modo (Hz)	295.49	...	295.54	...	327.43	...	342.92	...	346.27	...	347.35	14º
16º Modo (Hz)	347.27	...	347.38	...	360.68	...	406.09	...	414.93	...	418.63	17º
17º Modo (Hz)	376.87	...	377.21	...	394.24	...	415.23	...	431.70	...	432.03	16º
18º Modo (Hz)	395.20	...	396.06	...	411.11	...	430.75	...	456.97	...	477.58	20º
19º Modo (Hz)	399.07	...	399.25	...	421.33	...	451.89	...	473.59	...	480.98	18º
20º Modo (Hz)	407.11	...	407.38	...	430.99	...	464.57	...	483.61	...	488.16	19º

 Modos flexibles
  Modos solape
 Modos sólido rígido iniciales
  Modos sólido rígido finales

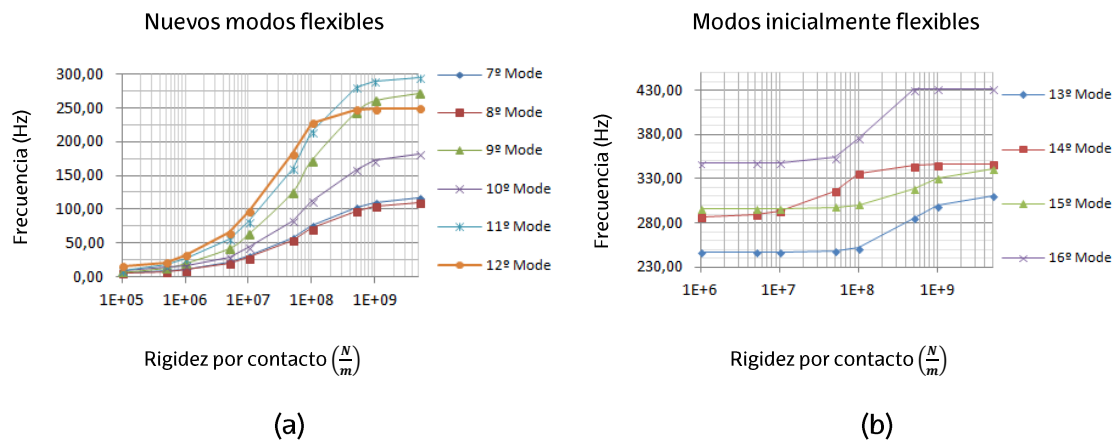


Fig. 72. (a) 6 nuevos modos flexibles (b) modos flexibles desde el inicio

De acuerdo con los resultados obtenidos, se puede extraer que la unión tiene más influencia en los nuevos modos flexibles que en los modos flexibles originales. La variación de sus frecuencias es mayor y dicho cambio comienza en un orden de magnitud menor de rigidez.

Como conclusión a este estudio se puede decir que los modos que se encuentren entre 0Hz y 246Hz (frecuencia del primer modo flexible Fig. 72b) son modos flexibles nuevos y que son muy sensibles a la rigidez de la unión. Como se ha indicado anteriormente, las curvas (Fig. 72a) tienden a un valor máximo de frecuencia que depende de la máxima rigidez que puede transmitir el diseño de la unión.

4.5. Conclusiones

Este capítulo se ha centrado en la modelización tanto numérica como experimental de las uniones que se encuentran en la máquina-herramienta DS-630. Se pone de manifiesto la gran influencia que tiene la correcta modelización de las uniones para la obtención de modelos fiables. Las conclusiones de este estudio son un paso previo para la aplicación del método del acoplamiento inverso presentado en el capítulo 5.

1. Se razona la eficiencia de distinguir las uniones entre sistemas de accionamiento y sistemas de guiado. En el caso de los accionamientos sus valores de rigidez se pueden estimar mediante un estudio de su comportamiento mecánico. Se plantea que los sistemas de guiado se analicen mediante la aplicación de la metodología IRCSA. Esto se debe al distinto comportamiento que tiene de cada sistema cuando se quiere modelizar la estructura en diferentes posiciones de trabajo. Las características dinámicas del accionamiento varían según la longitud del husillo, y se ha supuesto que la rigidez del sistema de guiado es constante y dependiente de los grados de libertad en contacto.
2. Se caracterizan las uniones de los accionamientos husillo a bolas de forma experimental, para su introducción directa en el modelo, previos a la aplicación del método IRCSA. Para ello, se ha tenido en cuenta el estado actual de las uniones, pudiendo obtener su rigidez en cualquier configuración en el área de trabajo. Esta metodología requiere de la medición en dos configuraciones de cada accionamiento para la obtención de la rigidez del sistema de transmisión del accionamiento, del que no se dispone información del fabricante. Los valores obtenidos de rigidez en los accionamientos se han aplicado en el método del IRCSA expuesto en el capítulo 5.

3. El estudio numérico de las uniones llevado a cabo permite entender la interacción de los componentes y diseñar un modelo de unión que tenga un menor número de contactos pero que se comporte aproximadamente a uno más complejo. En este caso, se verifica que un modelo del sistema de guiado de cuatro contactos se comporta adecuadamente frente a unos de 16 contactos. Lo demuestran los altos valores de MAC obtenidos, por encima de 94, y las bajas diferencias en porcentaje de las frecuencias, por debajo del 6%.

4. Se demuestra que el modelo de elementos finitos tiene un valor máximo de rigidez en la unión y su valor es menor cuando menor es el número de contactos en dicha unión. Dicho máximo, define la máxima rigidez que puede transmitir dicho modelo.

5. Aplicación y validación del método de acoplamiento de receptancias inverso en una fresadora horizontal en diferentes configuraciones

5.1.Introducción

En este capítulo, se expone la aplicación práctica del método del acoplamiento de receptancias inverso para la caracterización dinámica de las uniones y el método de Craig-Bampton para la reconfiguración de la estructura máquina-herramienta. El desarrollo de la formulación de este método se plantea en el capítulo 3. Además, se han empleado los resultados y las conclusiones obtenidas en el capítulo 4.

Primero, se presenta la definición de los modelo de la máquina-herramienta DS-630 que se va a estudiar. Los modelos constan de las configuraciones A y B de la estructura de la máquina. Por lo que se presentarán los puntos de contacto en estas configuraciones, obtenidas en el capítulo 4. Además, se identificarán las rigideces de los accionamientos para la configuración A y B.

Posteriormente, se calculan las rigideces de los sistemas de guiado por la aplicación del método de acoplamiento de receptancias inverso. Esta caracterización se realiza para la configuración A y se mantendrán estos valores para la configuración B

Para la validación de esta caracterización de accionamiento y guiado, se aplicara el ya formulado método de Craig-Bampton en la estructura máquina-herramienta DS-630 para la configuración A. Se valida por medio del emparejamiento modal entre el modelo obtenido y el modelo real de la máquina, tanto con valores de MAC como con la diferencia en frecuencias de los modos. El modelo real se obtenido por medio del análisis modal experimental practicado a la configuración A

En un último paso, se vuelve a utilizar el método de Craig-Bampton pero esta vez para su uso en la reconfiguración de la máquina a su configuración B. Este paso se valida con el modelo experimentalmente por medio del emparejamiento modal.

Por lo que, se requiere del análisis modal experimental de la configuración B. De esta forma, se podría aplicar el método Craig-Bampton a cualquier configuración calculando la rigidez de los accionamientos, ya que los de los sistemas de guiado son constantes.

El objetivo de esta metodología es la identificación práctica de las uniones y su uso para obtener las propiedades dinámicas en cualquier configuración de las estructuras máquina-herramienta y así obtener sus propiedades dinámicas, es decir, modos y frecuencias modales.

5.2. Definición del modelo de la máquina-herramienta DS-630

Esta aplicación práctica, se ha llevado a cabo en la estructura de la máquina-herramienta DS-630 en dos configuraciones (A y B). En la Fig. 73, se muestran las configuraciones estudiadas.

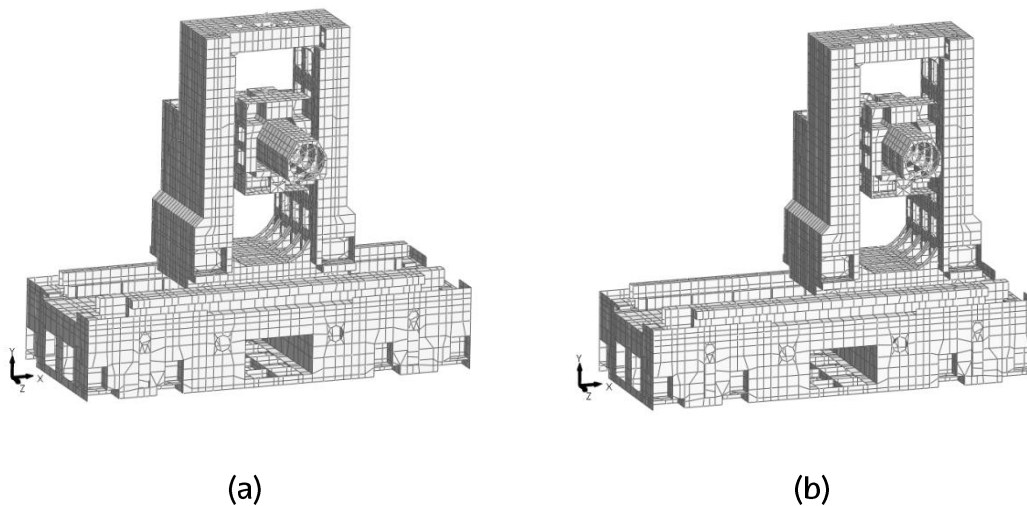


Fig. 73. (a) Configuración geométrica A (b) configuración geométrica B

En la configuración geométrica A, la columna se encuentra centrada sobre la bancada, la consola centrada respecto de su recorrido sobre la columna y el carnero en posición extendida. En la configuración B, la columna se ha desplazado a su posición extrema y el carnero se ha retraído 151mm de la configuración A. Dichas configuraciones, se han determinado según el espacio de trabajo de la máquina.

En el proceso de diseño de uniones del capítulo 4, se han definido los puntos de contacto para las uniones en ambas configuraciones. En la Fig. 74, se define la unión bancada-columna y en la Tabla 15 se indican los nodos en contacto. Cada punto de contacto tiene 3 elementos muelles en las direcciones X-Y-Z.

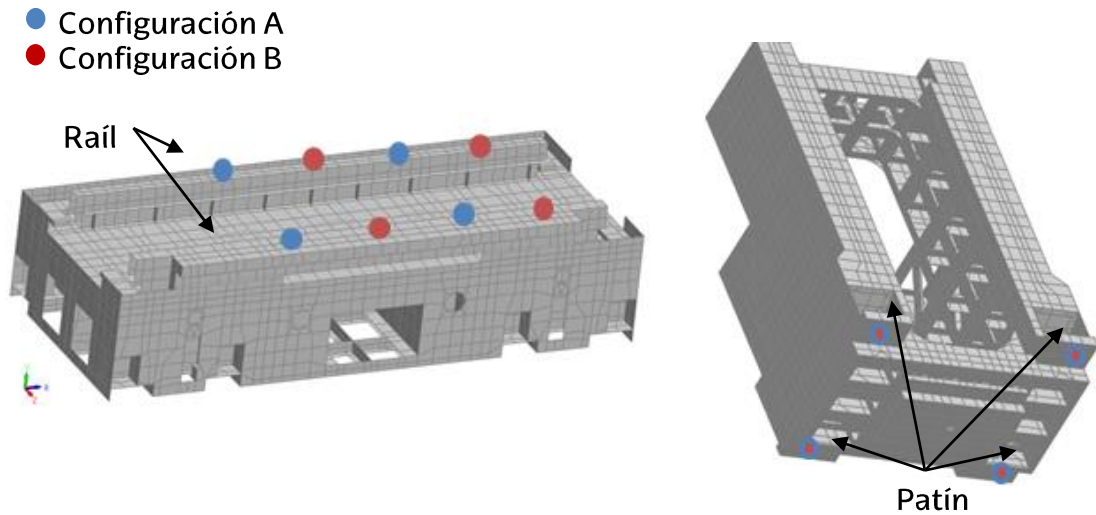


Fig. 74. Unión bancada-columna (a) Bancada (b) Columna

Tabla 15. Nodos de la unión bancada-columna

Configuración A		Configuración B	
Nodos bancada	Nodos columna	Nodos bancada	Nodos columna
44832	6365	26600	6365
28747	35045	40007	35045
45272	17274	27860	17274
29551	35131	40245	35131

En la Tabla 15, se observa que los nodos de la bancada varían al cambiar la configuración porque pertenecen al raíl. Sin embargo, los nodos de la columna permanecen constantes porque pertenecen al patín. En la unión columna-consola el raíl se encuentra en la columna y el patín en la consola (Tabla 16). En este caso, al no variar la posición de la consola respecto a la columna los nodos se mantienen constantes en ambas configuraciones. En la unión consola-carnero el patín pertenece a la consola y el raíl al carnero (Tabla 17).

Tabla 16. Nodos de la unión columna-consola

Configuración A y B	
Nodos columna	Nodos consola
34061	35534
34016	35505

17287	2159
18221	2082
1591	36389
32547	36460

Tabla 17. *Nodos de la unión consola-carnero*

Configuración A		Configuración B	
Nodos consola	Nodos carnero	Nodos consola	Nodos carnero
35861	9905	35861	9865
7108	25155	7108	6605
36097	10833	36097	9752
22734	25195	22734	25120

Según los cálculos definidos en el capítulo 4 cuyos resultados de la identificación de los accionamientos se muestra en la Tabla 18.

Tabla 18. *Rigidez de los accionamientos en la configuración A y B*

Rigidez ($\frac{N}{\mu m}$)	Configuración A	Configuración B
Accionamiento X	1000	1000
Accionamiento Y	131.1	131.1
Accionamiento Z	73.6	76.3

La estructura de la máquina DS-630 se compone de 5 componentes, como se indica en el modelo de uniones (Fig. 75). En este caso, se han caracterizado los cinco componentes de la fresadora: carnero (R), consola (F), columna (C), bancada (B) y cimentación (S) y sus respectivas uniones exclusivamente en los sistemas de guiado (J_1 , J_2 , J_3 y J_4). Aunque se presenta la unión J_4 no es necesario su cálculo debido a que se van a estudiar de forma independiente J_1 , J_2 y J_3 . Aun así, se requiere el diseño de los puntos de contacto

En este caso, la unión SB tiene 8 contacto ($n_4 = 8$), la unión BC tiene 4 contactos ($n_3 = 8$), la unión CF tiene 6 contactos ($n_2 = 6$) y la unión FR tiene 4 contactos

$(n_1 = 4)$.

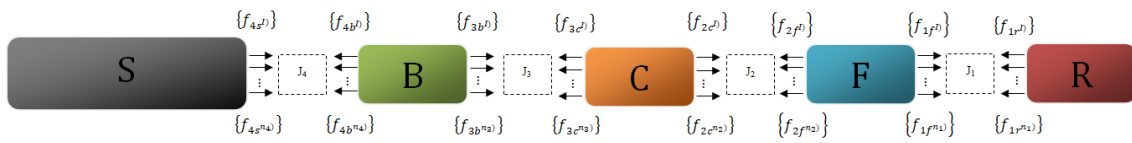


Fig. 75. Modelo de uniones de fresadora DS-630

Con respecto al rango de frecuencias en estudio, en diversos análisis dinámicos llevados a cabo por Muñoa [10], se concluyó la gran importancia que tenían en el mecanizado los modos entre 0-200Hz (Fig. 76).

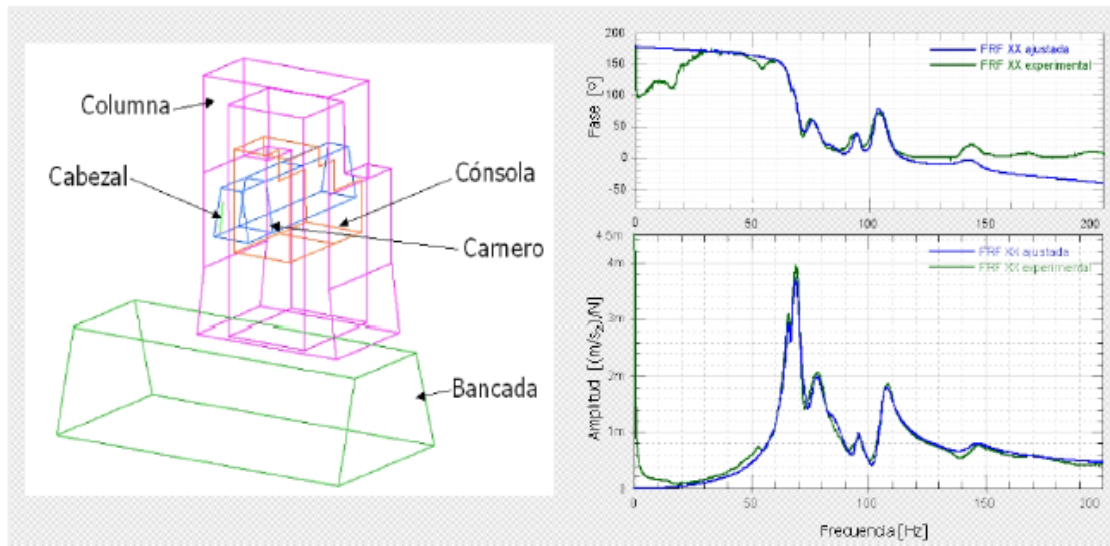


Fig. 76. Análisis modal DS-630 [10]

5.3. Aplicación práctica del método del acoplamiento de receptancias inverso

En el capítulo 4, se desarrolló el método del acoplamiento de receptancias para una subestructura general de dos componentes. En este caso, se ha utilizado en el cálculo exclusivamente de sistemas de guiados en la configuración A, ya que los accionamientos se han identificado por medio del diseño del modelo mecánico de husillo a bolas.

Se ha particularizado dicho estudio a la estructura de la máquina-herramienta DS-630. La subestructura general se simplifica en la Fig. 77 ya que el carnero solo está unido a la consola por una unión.

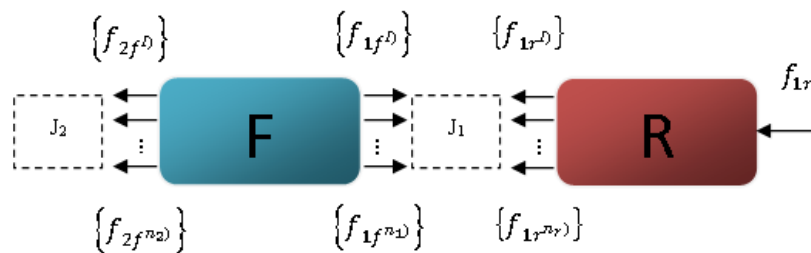
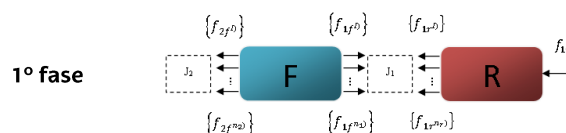


Fig. 77. Método de acoplamiento de receptancias para unión carnero-consola

La formulación del acoplamiento de receptancias inverso es general, lo que lleva a una aplicación directa a cada subestructura. Sin embargo, la configuración lineal de la máquina permite un método secuencial (Fig. 78). Este método secuencial está determinado por la dirección de transmisión de la carga. Empezando desde el carnero y acabando en la bancada.



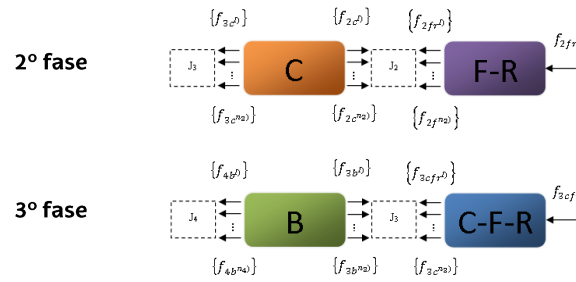


Fig. 78. Aplicación del procedimiento secuencial del acoplamiento de receptancias inverso

En la primera fase del procedimiento, se caracteriza la unión carnero con la consola (J_1). En la segunda fase, se caracteriza la unión entre la subestructura carnero-consola con la columna (J_2). En la tercera y última fase, se caracteriza la unión entre la subestructura carnero-consola-columna con la bancada (J_3). Cada unión se va a estudiar de forma independiente y el número de incógnitas que tendrá cada fase es igual al número de grados de libertad en contacto. Debido a este procedimiento secuencial, los componentes del lado derecho solo están unidos a un componente por lo que los términos asociados a J_{j-1} del planteamiento general del capítulo 3 (Fig. 48).

La Fig. 79, se muestran las tres uniones asociadas a las tres fases, junto con los modelos de elementos finitos de los componentes conectados. Los puntos de contacto que se muestran en la imagen se pueden dividir en dos categorías:

1. Contactos que están asociados a la unión que se estudia en esa fase. Estos puntos se han representado por rombos.
2. Contactos que no están asociados a la unión que se está estudiando en esa fase. Estos puntos son representados por círculos.

Como se ha comentado anteriormente, en la formulación se han tenido en cuenta las fuerzas actuantes sobre ambos tipos de contactos. En la Fig.79a, ejemplo de la 1º fase, la unión carnero consola (J_1) está unido por rombos, mientras que la

columna está unida a la consola (J_2) por los contactos círculo, ya que son miembros de una unión que no se estudia en la fase 1. La flecha en cada una de las 3 fases indica la excitación en el grado de libertad seleccionado.

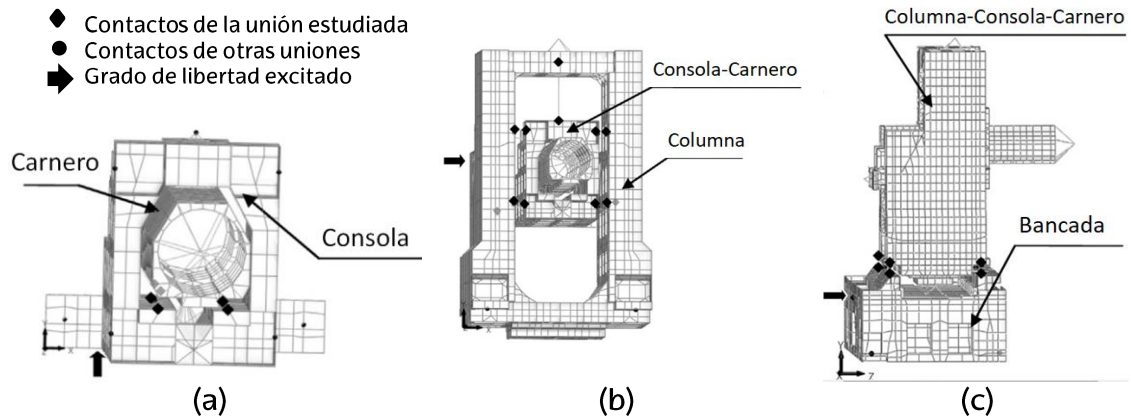
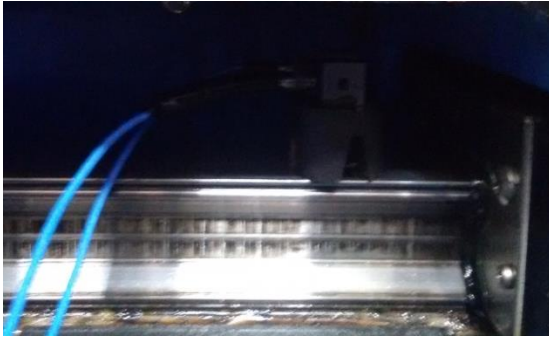


Fig. 79. Puntos de contacto en (a) 1º fase (b) 2º fase (c) 3º fase

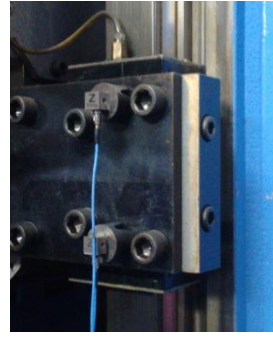
Las receptancias numéricas, necesarias para el método del acoplamiento de receptancias en dichos contactos, son obtenidas mediante los modelos de elementos finitos en condiciones libres en un rango de frecuencia de 0-160Hz. Las receptancias experimentales son medidas en la estructura real.

Al no tener que calcular las uniones que pertenecen al sistema de accionamiento, calculadas previamente por su modelo mecánico, se evita la limitación que causa la inaccesibilidad de estos puntos de la estructura.

Una vez planteado la forma de proceder del planteamiento práctico del acoplamiento de receptancias inverso, en la Fig. 80, se muestra el posicionamiento de los acelerómetros en los puntos de guiado, es decir, sobre el raíl y sobre el patín.



(a)



(b)

Fig. 80. Medición de FRFs sobre (a) raíl y (b) patín

Los valores de rigidez calculados mediante este método de identificación se recogen en la Tabla 19.

Tabla 19. Valores de rigidez obtenidos por el método IRCSA

Unión	R_y (N/m)	R_z (N/m)	Unión	R_x (N/m)	R_z (N/m)	Unión	R_y (N/m)	R_z (N/m)
	7,22E+09	4,47E+08		9,02E+07	1,76E+07		9,02E+07	1,76E+07
J_1	6,14E+09	3,41E+08		1,78E+08	3,17E+08		1,78E+08	3,17E+08
	3,51E+09	1,22E+08	J_2	8,33E+07	1,42E+07	J_3	8,33E+07	1,42E+07
	8,91E+09	8,73E+07		2,08E+08	3,27E+08		2,08E+08	3,27E+08
				9,98E+07	1,70E+07			
				9,64E+07	1,79E+07			

Se ha considerado que las guías lineales no tienen una rigidez apreciable en la dirección del accionamiento. La única fuerza en esa dirección es la de rozamiento y es despreciable frente a las otras direcciones, por lo que se consideran nulas y no aparecen en la Tabla 19. Es decir, en la unión J_1 la rigidez de los elementos en dirección Z es nula y lo mismo sucede con la unión J_2 en la dirección Y y la unión J_3 en la dirección X. En estas direcciones los que aporta rigidez son únicamente los accionamientos, ya calculado en el capítulo 4.

5.4. Aplicación de Craig-Bampton para la validación del método de acoplamiento de receptancias inverso

En este apartado, se realiza una validación de las rigideces que se han obtenido con el acoplamiento de receptancias inverso en la configuración A en el capítulo anterior. Para esta implementación se utilizará del método de Craig-Bampton para obtener las características dinámicas de la estructura en una. Por tanto, en esta aplicación se validarán tres cosas:

- El método del cálculo de accionamientos por medio del modelo mecánico.
- La capacidad del método de receptancias de obtener unas rigideces de los sistemas de guiado adecuadas en una configuración de máquina.
- La implementación del método de Craig-Bampton para el cálculo de propiedades dinámicas.

El método de Craig-Bampton expuesto en los antecedentes, se ha particularizado para la estructura de 4 componentes (Ec. 54). La identificación de las rigideces de las uniones, tanto de los accionamientos como de los sistemas de guiados, son dato de partida del método de Craig-Bampton y se introducen en el lado derecho de la igualdad compuesta de matrices de rigidez de las uniones ($k_{RR}^{Ban Col}$, $k_{RR}^{Col Con}$ y $k_{RR}^{Con Carn}$). Las rigideces utilizadas para cada unión se muestran en la Tabla 20.

Tabla 20. Rigideces de uniones de la estructura DS630

Unión Consola-Carnero				Unión Columna-Consola			
Unión	K_x (N/m)	K_y (N/m)	K_z (N/m)	Unión	K_x (N/m)	K_y (N/m)	K_z (N/m)
J ₁	7.22E+09	4,47E+08	0	J ₂	9,02E+07	0	1,76E+07
	6,14E+09	3,41E+08	0		1,78E+08	0	3,17E+08
	3,51E+09	1,22E+08	0		8,33E+07	0	1,42E+07
	8,91E+09	8,73E+07	0		2,08E+08	0	3,27E+08
Acc. Z	0	0	7.36E+7	Acc Y	0	1.31E+08	0

Unión Bancada-Columna			
Unión	K_v (N/m)	K_v (N/m)	K_z (N/m)
J_3	0	9,02E+07	1,76E+07
	0	1,78E+08	3,17E+08
	0	8,33E+07	1,42E+07
	0	2,08E+08	3,27E+08
Acc X	1E10	0	0

Además, para este cálculo, son necesarias las matrices de masa reducidas de Guyan para cada componente (M_{BB}^{Ban} , M_{BB}^{Col} , M_{BB}^{Con} y M_{BB}^{Car}), las matrices de masa reducidas Coupling (M_{Bm}^{Ban} , M_{Bm}^{Col} , M_{Bm}^{Con} y M_{Bm}^{Car}) y la matrices de rigidez reducidas de Guyan (K_{BB}^{Ban} , K_{BB}^{Col} , K_{BB}^{Con} y K_{BB}^{Car}). Estas matrices son independientes de la configuración ya que se hallan de los componentes por separado. Ya se calculó la formulación de Craig-Bampton para dos componentes de la Ec. 29 del capítulo 2. En este caso con 4 componentes, queda como en la Ec 54.

$$\begin{bmatrix} M_{BB}^{Ban} & M_{Bm}^{Ban} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ M_{Bm}^{BanT} & I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{BB}^{Col} & M_{Bm}^{Col} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{Bm}^{ColT} & I & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{BB}^{Con} & M_{Bm}^{Con} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{Bm}^{ConT} & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_{BB}^{Car} & M_{Bm}^{Car} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_{Bm}^{CarT} & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{U}_R^{Ban} \\ \ddot{q}_m^{Ban} \\ \ddot{U}_R^{Col} \\ \ddot{q}_m^{Col} \\ \ddot{U}_R^{Con} \\ \ddot{q}_m^{Con} \\ \ddot{U}_R^{Car} \\ \ddot{q}_m^{Car} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{BB}^{Ban} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W^{2Ban} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{BB}^{Col} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & W^{2Col} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{BB}^{Con} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & W^{2Con} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{BB}^{Car} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & W^{2Car} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_R^{Ban} \\ q_m^{Ban} \\ U_R^{Col} \\ q_m^{Col} \\ U_R^{Con} \\ q_m^{Con} \\ U_R^{Car} \\ q_m^{Car} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{RR}^{Ban Col} & 0 & -k_{RR}^{Ban Col} & 0 & -k_{RR}^{Ban Con} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{RR}^{Ban Col} & 0 & k_{RR}^{Ban Col} + k_{RR}^{Col Con} & 0 & -k_{RR}^{Col Con} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{RR}^{Col Con} & 0 & k_{RR}^{Col Con} + k_{RR}^{Con Car} & 0 & -k_{RR}^{Con Car} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{RR}^{Con Car} & 0 & k_{RR}^{Con Car} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_R^{Ban} \\ q_m^{Ban} \\ U_R^{Col} \\ q_m^{Col} \\ U_R^{Con} \\ q_m^{Con} \\ U_R^{Car} \\ q_m^{Car} \end{bmatrix} \tag{Ec. 54}$$

Como se subrayó en los antecedentes, es necesario que las coordenadas físicas (U_R^{Ban} , U_R^{Col} , U_R^{Con} y U_R^{Car}) contengan todos los grados de libertad de los puntos de contacto de ambas configuraciones.

Para comprobar los valores de rigidez obtenidos mediante el desarrollo numérico-experimental se han calculado los modos de vibración y sus frecuencias asociadas. El cálculo se ha realizado sobre la ecuación del método de Craig-Bampton anterior. Con el análisis modal numérico (AMN) se obtienen los modos numéricos, y estos se comparan mediante el valor del MAC y diferencia en frecuencia con respecto a los modos de la estructura real hallados por el análisis modal experimental en la configuración A. Para el análisis modal experimental, se realizaron 75 medidas mediante acelerómetros triaxiales en el que se obtuvieron FRFs correspondientes a 225 grados de libertad a cada configuración (Fig. 81). Los valores de MAC y las diferencias en frecuencias se presentan en la Tabla 21.

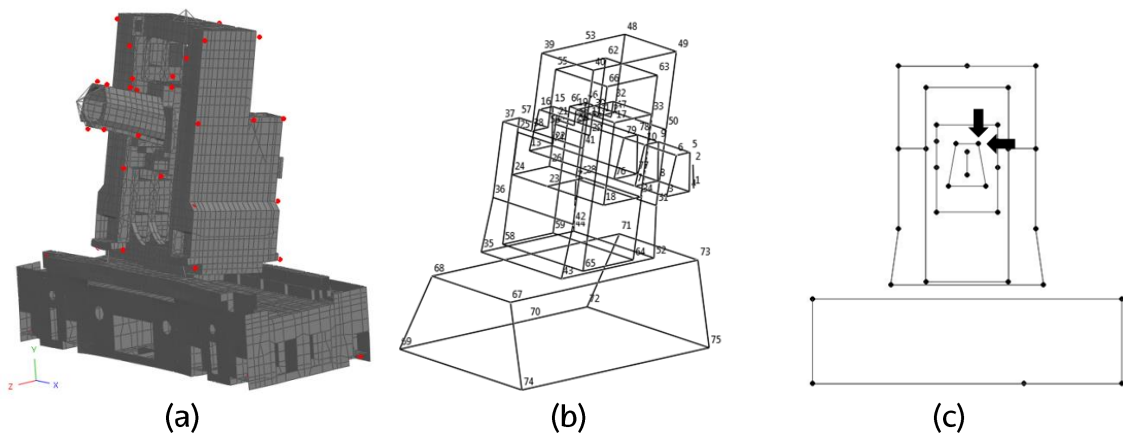


Fig. 81. Configuración A: (a) emparejamiento de nodos (b) puntos del análisis modal experimental (c) puntos de excitación del análisis modal experimental

Tabla 21. Valores MAC y frecuencia del emparejamiento modal en configuración A

Orden	AME (Hz)	AMN (Hz)	Dif. Frecuencia	MAC
1	34.677	34.435	-0.7	96.6
2	52.93	49.865	-5.79	78.6
3	56.947	60.288	5.87	77.7
4	75.295	77.937	3.51	72.5
5	98.891	100.19	1.31	71.2

El comportamiento del modelo numérico y el experimental es muy similar ya que se obtienen valores de MAC por encima de 71.2 y diferencias en frecuencia de menos de 5.79%. Por lo que, con este ensayo, se validan la metodología de identificación de uniones (accionamientos y sistemas de guiado) y el método de Craig-Bampton para la obtención de propiedades dinámicas de estructuras complejas.

5.5. Aplicación de Craig-Bampton para la reconfiguración de estructuras

En este apartado, se aplica la fórmula de Craig-Bampton para su validación en reconfiguración la de componentes. Para ello, se determinan las propiedades dinámicas de la configuración B y se valida la aplicación con las propiedades dinámicas de la estructura real. La aplicación sería igual que en el anterior apartado pero cambiando los puntos de contacto y las rigideces de los accionamientos.

Tabla 22. Rigideces de uniones de la estructura DS630 en la configuración B

Unión Consola-Carnero				Unión Columna-Consola			
Unión	K_x (N/m)	K_y (N/m)	K_z (N/m)	Unión	K_x (N/m)	K_y (N/m)	K_z (N/m)
J_1	7.22E+09	4.47E+08	0	J_2	9.02E+07	0	1.76E+07
	6.14E+09	3.41E+08	0		1.78E+08	0	3.17E+08
	3.51E+09	1.22E+08	0		8.33E+07	0	1.42E+07
	8.91E+09	8.73E+07	0		2.08E+08	0	3.27E+08
Acc. Z	0	0	7.63E+7	Acc Y	0	1.31E+08	0

Unión Bancada-Columna			
Unión	K_v (N/m)	K_h (N/m)	K_z (N/m)
J_3	0	9.02E+07	1.76E+07
	0	1.78E+08	3.17E+08
	0	8.33E+07	1.42E+07
	0	2.08E+08	3.27E+08
Acc X	1E10	0	0

Tabla 23. Emparejamiento modal en la configuración B

Orden	AME (Hz)	AMN (Hz)	Dif. Frecuencia	MAC
1	33.833	34.915	3.2	88.2
2	77.152	76.647	-0.65	70
3	107.15	100.13	-6.55	76.3

Se observan números de MAC altos para los 3 primeros modos del modelo. Con un error en frecuencias máximo de 3.2% lo que nos indica que el modelo numérico nos representa adecuadamente el comportamiento de la estructura real. Este ensayo valida, por un lado, la consideración de mantener las rigideces de

los sistemas de guiado constantes en cualquier posición de la estructura, mientras los valores de accionamiento varían. Por otro lado, se implementa con éxito el método de Craig-Bampton para su uso en la reconfiguración de estructuras. Esta metodología, permite el estudio en toda el área de trabajo de la máquina de forma eficiente y sencilla.

5.6. Conclusiones

Una vez obtenidos los valores de rigidez de los elementos de unión que representan los accionamientos en el capítulo 4, se ha aplicado el desarrollo del método del acoplamiento de receptancias inverso para la identificación de los valores de rigidez que representan a los sistemas de guiado. El análisis modal numérico se ha calculado por medio del método de Craig-Bampton, y después, se ha realizado un emparejamiento modal en las dos configuraciones seleccionadas (A y B). Este método ha resultado muy eficiente cuando se tienen distintas configuraciones de una máquina herramienta, ya que el orden de las matrices se reduce considerablemente al utilizar un cambio de variable híbrido (coordenadas modales y coordenadas físicas).

De la metodología expuesta se obtienen las siguientes conclusiones:

1. El método del acoplamiento de receptancias inverso es general y permite el cálculo de uniones que se encuentren dentro en una estructura multi-componente. Solo es posible su cálculo cuando la receptancia del punto de contacto sea medible experimentalmente. Los accionamientos suelen tener la dificultad de la accesibilidad.
2. Se presenta un procedimiento secuencial para la identificación de uniones sistemas de guiado basándose en el método de acoplamiento de receptancias inverso y en una estructura con configuración lineal. Que simplifica la formulación y evita el cálculo en las uniones de accionamiento que ya se obtuvo en el capítulo anterior, y así reduciendo el número de incógnitas en el método.
3. Se considera la rigidez de las guías lineales constantes para las diferentes configuraciones de la estructura aunque sus puntos de aplicación si varíen.

4. Craig-Bampton es un método eficiente que permite el cálculo de los modos de vibración en diferentes configuraciones cambiando únicamente el valor de las rigideces de los puntos de contacto y su posición en la matriz de fuerzas exteriores. Solo es necesario calcular las matrices características de este método una vez para todas las posiciones de la máquina que se quieran obtener. Hay que tener en cuenta que es necesario seleccionar como coordenadas físicas todos los grados de libertad que se vayan a usar como punto de contacto en las diferentes configuraciones.

5. Finalmente, se demuestra por los altos valores de MAC y la baja diferencia en frecuencia que el modelo de elementos finitos de la unión es adecuado para representar el comportamiento del conjunto a bajas frecuencias, por su reducida diferencia en frecuencia y su alto valor de MAC. Por lo que los resultados obtenidos dan validez al método para caracterizar uniones.

6. Conclusiones y líneas futuras

6.1. Conclusiones

La disponibilidad de modelos que reflejen adecuadamente el comportamiento de las máquinas, como se ha comentado con anterioridad, facilita las tareas de rediseño en general, predecir el comportamiento de la máquina en distintas condiciones de operación, definir sus límites de estabilidad, etc. Debido a que los tipos de unión entre componentes tienen una gran influencia en el comportamiento dinámico de las máquinas, su correcta modelización es fundamental para la obtención de modelos fiables de estos sistemas mecánicos. El trabajo desarrollado en el marco de esta tesis, ha contribuido a comprender mejor el comportamiento de las uniones y ha permitido desarrollar un método numérico-experimental para la identificación de las propiedades de las uniones entre componentes, en general, en máquinas herramienta, en particular.

Las principales conclusiones de este trabajo se describen a continuación:

1. Metodología de identificación de uniones: Partiendo del método de acoplamiento de receptancias inverso, se ha desarrollado una novedosa y optimizada metodología de identificación de propiedades de las uniones de estructuras multi-componente para modelos tridimensionales. Las ventajas relevantes de esta metodología son:
 - Identificación secuencial: Se ha adoptado una estrategia secuencial para caracterizar cada unión por separado, con lo que el proceso de identificación se simplifica al realizarse por etapas.
 - Facilidad de adquisición de medidas experimentales: Las FRFs experimentales necesarias se obtienen sobre la máquina ensamblada, con lo que la fase de medición no requiere la separación de los componentes, lo que facilita la realización de los ensayos. Con respecto a otras aplicaciones del método de acoplamiento de receptancias

inverso, el procedimiento aquí desarrollado tiene la ventaja de requerir un número reducido de FRFs experimentales.

La aplicación de esta metodología en los casos estudiados, entre ellos una máquina herramienta industrial, demuestran que los parámetros obtenidos para las uniones, dan lugar a modelos numéricos que reproducen adecuadamente el comportamiento dinámico real. Esto se puede concluir al comparar los resultados de frecuencia, modos y FRFs obtenidos con los modelos numéricos y con los sistemas reales. Concretamente, se han obtenidos bajas diferencia en las frecuencias, altos valores de MAC y alta coincidencia entre FRFs numéricas y experimentales.

2. Modelización de uniones: En este trabajo se han tratado por separado los sistemas de accionamiento y de guiado. El método de acoplamiento de receptancias inverso se ha aplicado a la modelización de guías lineales. Estas uniones han sido modeladas con contactos tipo muelle. Se ha estudiado la influencia del número de contactos y se ha establecido que un número mínimo de contactos mantiene un nivel adecuado de exactitud.
3. Predicción del comportamiento de las máquinas en distintas configuraciones: partiendo de las propiedades de las uniones identificadas con la metodología presentada en este trabajo y la aplicación del método de Craig-Bampton adaptado al caso de una máquina herramienta industrial (fresadora horizontal DS-630) se ha podido predecir eficazmente el comportamiento dinámico de la máquina en distintas configuraciones en el rango de interés de 0 a 200 Hz. Los resultados obtenidos (altos valores de MAC y baja diferencia en las frecuencias al comparar los datos experimentales y los numéricos) establecen la validez y eficacia de la metodología seguida. Este planteamiento permite avanzar en la obtención de modelos virtuales que permitan estimar el comportamiento de las máquinas en todo su espacio de trabajo.

6.2. Contribución

Se enumeran las contribuciones en forma de publicaciones en revistas, publicaciones en congresos y otras publicaciones no directamente relacionadas con el tema de esta tesis.

Publicaciones en revista

J.A. Ealo, I. Garitaonandia, M.H. Fernandes, J.M. Hernandez-Vazquez, J. Muñoa, A practical study of joints in three-dimensional Inverse Receptance Coupling Substructure Analysis method in a horizontal milling machine, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 128 (2018). doi:10.1016/j.ijmactools.2018.02.002. Índice de impacto: 6.039 en 2018. 3/129 en la categoría mechanical engineering.

J.A. Ealo, M.H. Fernandes, J. Muñoa, J.M. Hernandez-Vazquez, Mejora de la predicción del modelo dinámico para la identificación de uniones para todo el espacio de trabajo, *DYNA.*, 2019. Enviado.

I. Garitaonandia, M.H. Fernandes, J.M. Hernandez-Vazquez, J.A. Ealo, Prediction of dynamic behavior for different configurations in a drilling–milling machine based on substructuring analysis, *J. Sound Vib.* 365 (2016) 70–88. doi:10.1016/j.jsv.2015.12.012. Índice de impacto: 2.593 en 2016. 5/31 en la categoría Acoustics. Artículo previo.

Publicación en congresos

J.A. Ealo, I. Garitaonandia, M.H. Fernandes, J.M. Hernandez-Vazquez, J. Muñoa, Método práctico para la caracterización de uniones por medio del acoplamiento de receptancias inverso optimizado, in: *Actas Do XIII Congr. Ibero-Americano Em Eng. Mecânica - CIBEM2017*, 2017.

J.A. Ealo, I. Garitaonandia, M.H. Fernandes, J.M. Hernandez-Vazquez, Método del Componente Virtual para la caracterización de las uniones en estructuras máquinas-herramienta, in: Congr. Nac. Ing. Mec., 2016.

J.A. Ealo, M.H. Fernandes, J. Muñoa, J.M. Hernandez-Vazquez, Procedimiento numérico-experimental para la obtención de un modelo dinámico de máquina herramienta para todo el espacio de trabajo, in: 22CMH Futur. Adv. Manuf., 2019. Aceptado para exposición oral.

Otras publicaciones

H. Gonzalez, I. Cascon, J.A. Ealo, F. Santos, T. Ostra, M. Cuesta, A. Madariaga, P.J. Arrazola, L.N. Lopez de Lacalle, A reliable machining process by means of intensive use of modelling and process monitoring: approach 2025, *DYNA*. 93 (2018) 689–696. doi:<http://dx.doi.org/10.6036/8841>.

A. Calleja, I. Tabernero, J.A. Ealo, F.J. Campa, A. Lamikiz, L.N. López De Lacalle, Feed rate calculation algorithm for the homogeneous material deposition of blisk blades by 5-axis laser cladding, *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 74 (2014) 1219–1228. doi:10.1007/s00170-014-6057-3.

A. Astarloa, X. Beudaert, J.A. Ealo, J. Alvarez, M.H. Fernandes, J. Muñoa, Sistema de rotura de viruta en torneado utilizando los accionamientos de la máquina, *DYNA*. Aceptado para publicación.

6.3. Líneas futuras

En este trabajo se ha desarrollado un método de identificación de las propiedades de las uniones en sistemas mecánicos complejos, como son las máquinas-herramienta, con el fin de poder obtener modelos numéricos que representen adecuadamente el comportamiento de estos sistemas en condiciones de operación. Las aplicaciones presentadas demuestran la eficacia de la propuesta; dando lugar a distintas posibilidades de continuidad que resultan de interés a nivel científico-tecnológico para el desarrollo de aplicaciones en el sector de la máquina-herramienta.

- Definición de las propiedades de las uniones según su tipo y la posición en la que se realice la unión: el objetivo sería la elaboración de una base de datos que permita fácilmente seleccionar las propiedades de las uniones, para a una configuración determinada de la máquina.
- Desarrollo de modelos integrados de máquina y proceso: partiendo de modelos numéricos validados de máquinas herramienta, que permitan predecir su comportamiento en todo el espacio de trabajo, y de modelos de estabilidad es posible definir los límites de estabilidad de la máquina de forma fiable.
- Desarrollo de modelos mecatrónicos: en los diseños actuales de máquinas herramienta se integran distintas disciplinas asociadas con la ingeniería (mecánica, electrónica, automática y control e informática), con lo que un paso necesario para conseguir una modelización virtual completa es acoplar los distintos modelos que definen los sistemas que conforman la máquina con su modelo mecánico/estructural. Esta visión global del comportamiento facilitaría el diseño y la evaluación de los distintos sistemas de forma fiable.

- Extensión del método planteado a la obtención del amortiguamiento de las uniones.
- Desarrollo de un método de identificación de uniones que tenga en cuenta la presencia de no linealidades.

Bibliografía

- [1] Y. Altintas, C. Brecher, M. Weck, S. Witt, Virtual machine tool, *CIRP Ann. Technol.* 54 (2005) 115–138. doi:10.1016/S0007-8506(07)60022-5.
- [2] Y. Altintas, P. Kersting, D. Biermann, E. Budak, B. Denkena, I. Lazoglu, Virtual process systems for part machining operations, *CIRP Ann.* 63 (2014) 585–605. doi:10.1016/J.CIRP.2014.05.007.
- [3] Y. Altintas, D. Aslan, Integration of virtual and on-line machining process control and monitoring, *CIRP Ann.* 66 (2017) 349–352. doi:10.1016/J.CIRP.2017.04.047.
- [4] H. Schulz, The history of high-speed machining, *Rev. Ciência e Tecnol.* 7 (1999) 9–18.
- [5] J.J. Zulaika, F.J. Campa, L.N. Lopez de Lacalle, An integrated process-machine approach for designing productive and lightweight milling machines, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 51 (2011) 591–604. doi:10.1016/J.IJMACHTOOLS.2011.04.003.
- [6] X. Sabalza, J. Munoa, I. Mugica, R. Uribe-Etxeberria, Incremento de la capacidad productiva de las fresadoras mediante la reducción del efecto del chatter utilizando actuadores inerciales, in: *XV Congr. Máquinas-Herramienta y Tecnol. Fabr.*, 2004: pp. 817–826.
- [7] I. Mancisidor, A. Urkiola, R. Barcena, J. Muñoa, Z. Dombovari, M. Zatarain, Receptance coupling for tool point dynamic prediction by fixed boundaries approach, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 78 (2014) 18–29. doi:10.1016/j.ijmachtools.2013.12.002.
- [8] F. Koenigsberger, J. Tlustý, *Machine tool structures*, Elsevier, 1970.
- [9] H.E. Merritt, *Theory of Self-Excited Machine-Tool Chatter: Contribution to*

Machine-Tool Chatter Research—, *J. Eng. Ind.* 87 (1965) 447–454.

- [10] J. Muñoa, Desarrollo de un modelo general para la predicción de la estabilidad del proceso de fresado. Aplicación al fresado periférico, al planeado convencional y a la caracterización de la estabilidad dinámica de fresadoras universales, Universidad de Mondragon, 2007.
- [11] J. Munoa, X. Beudaert, Z. Dombovari, Y. Altintas, E. Budak, C. Brecher, G. Stepan, Chatter suppression techniques in metal cutting, *CIRP Ann.* 65 (2016) 785–808. doi:10.1016/J.CIRP.2016.06.004.
- [12] E. Rivin, *Stiffness and damping in mechanical design*, 1999.
- [13] J.M. Hernandez-Vazquez, I. Garitaonandia, M.H. Fernandes, J. Albizuri, J. Munoa, Comparison of updating strategies to improve finite element models of multi-axis machine tools, in: *9th Int. Conf. Struct. Dyn.*, 2014.
- [14] M. Law, Y. Altintas, A. Srikantha Phani, Rapid evaluation and optimization of machine tools with position-dependent stability, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 68 (2013) 81–90. doi:10.1016/j.ijmachtools.2013.02.003.
- [15] E. Chlebus, B. Dybala, Modelling and calculation of properties of sliding guideways, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 39 (1999) 1823–1839. doi:10.1016/S0890-6955(99)00041-3.
- [16] H. Ahmadian, H. Jalali, Generic element formulation for modelling bolted lap joints, *Mech. Syst. Signal Process.* 21 (2007) 2318–2334. doi:10.1016/j.ymsp.2006.10.006.
- [17] C. Brecher, Machine tool dynamics-advances in metrological investigation, modeling and simulation techniques, optimization of process stability, in: *Proc. 5th Manuf. Eng. Soc. Int. Conf.*, 2013: pp. 1–9.

- [18] E. Shamoto, Y. Hashimoto, M. Shinagawa, Analytical prediction of contact stiffness and friction damping in bolted connection, *CIRP Ann.* 63 (2014) 353–356.
- [19] M.F. Zaeh, C. Rebelein, T. Semm, Predictive simulation of damping effects in machine tools, *CIRP Ann.* (2019).
- [20] J. Munoa, M. Zatarain, I. Bediaga, Determination of the Cutting Performance and Dynamic Behaviour of Universal Milling Machines by means of a Stability Model, *ISMA2006-International Conf. Noise Vib. Eng.* (2006) 3789–3804.
- [21] M. Zatarain, E. Lejardi, F. Egaña, R. Bueno, Modular Synthesis of Machine Tools, *CIRP Ann. - Manuf. Technol.* 47 (1998) 333–336. doi:10.1016/S0007-8506(07)62845-5.
- [22] Z. Dombovari, J. Munoa, R. Kuske, Milling stability for slowly varying parameters, *Procedia CIRP.* 77 (2018) 110–113. doi:10.1016/J.PROCIR.2018.08.233.
- [23] J. Muñoa, X. Beudaert, K. Erkorkmaz, A. Iglesias, A. Barrios, M. Zatarain, Active suppression of structural chatter vibrations using machine drives and accelerometers, *CIRP Ann. - Manuf. Technol.* 64 (2015) 385–388. doi:10.1016/j.cirp.2015.04.106.
- [24] F. Montevecchi, N. Grossi, A. Scippa, G. Campatelli, F. Montevecchi, N. Grossi, A. Scippa, G. Campatelli, Two-points-based receptance coupling method for tool-tip dynamics prediction, *Mach. Sci. Technol.* 21 (2017) 136–156. doi:10.1080/10910344.2016.1260435.
- [25] A. Jönsson, J. Wall, G. Broman, A virtual machine concept for real-time simulation of machine tool dynamics, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 45 (2005)

795–801. doi:10.1016/j.ijmachtools.2004.11.012.

- [26] C.E. Okwudire, Y. Altintas, Hybrid modeling of ball screw drives with coupled axial, torsional, and lateral dynamics, *J. Mech. Des.* 131 (2009) 71002. doi:10.1115/1.3125887.
- [27] P. Maglie, *Parallelization of Design and Simulation: Virtual Machine Tools in Real Product Development*, 2012.
- [28] J. Vesely, M. Sulitka, Machine tool virtual model, *Int. Congr. Matar Praha.* (2008) 115–122.
- [29] D. Kono, T. Lorenzer, S. Weikert, K. Wegener, Evaluation of modelling approaches for machine tool design, *Precis. Eng.* 34 (2010) 399–407.
- [30] W.B. Ferry, Y. Altintas, Virtual Five-Axis Flank Milling of Jet Engine Impellers—Part I: Mechanics of Five-Axis Flank Milling, *J. Manuf. Sci. Eng.* 130 (2008). doi:10.1115/1.2815761.
- [31] S.D. Merdol, Y. Altintas, Virtual cutting and optimization of three-axis milling processes, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 48 (2008) 1063–1071. doi:10.1016/J.IJMACHTOOLS.2008.03.004.
- [32] W.B. Ferry, Y. Altintas, Virtual Five-Axis Flank Milling of Jet Engine Impellers—Part II: Feed Rate Optimization of Five-Axis Flank Milling, *J. Manuf. Sci. Eng.* 130 (2008). doi:10.1115/1.2815340.
- [33] U. Heisel, M. Storchak, D. V. Krivoruchko, S. Braun, Modeling of interaction processes in cutting, *Proc. 2nd Int. Conf. Process Mach. Interact.* (2010) 978.
- [34] T. Surmann, D. Enk, Simulation of milling tool vibration trajectories along changing engagement conditions, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 47 (2007) 1442–

1448. doi:10.1016/J.IJMACHTOOLS.2006.09.030.

- [35] D. Biermann, P. Kersting, T. Surmann, A general approach to simulating workpiece vibrations during five-axis milling of turbine blades, *CIRP Ann.* 59 (2010) 125–128. doi:10.1016/J.CIRP.2010.03.057.
- [36] E. Abele, J. Bauer, M. Pischian, M. Friedmann, T. Henker, O. von Stryk, Industrial Robot and a Removal Process, in: *CIRP 2nd Int. Conf. Process Mach. Interact.*, 2010.
- [37] H. Wang, S. To, C.Y. Chan, C.F. Cheung, W.B. Lee, A theoretical and experimental investigation of the tool-tip vibration and its influence upon surface generation in single-point diamond turning, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 50 (2010) 241–252. doi:10.1016/j.ijmachtools.2009.12.003.
- [38] S. Tobias, *Machine-tool vibration*, (1965).
- [39] M. Wiercigroch, E. Budak, Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting, *Philos. Trans. R. Soc. London. Ser. A Math. Phys. Eng. Sci.* 359 (2001) 663–693.
- [40] Y. Altintas, M. Weck, Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding, *CIRP Ann. - Manuf. Technol.* 53 (2004) 619–642. doi:10.1016/S0007-8506(07)60032-8.
- [41] J. Munoa, M. Zatarain, I. Bediaga, R. Lizarralde, J. Muñoa, M. Zatarain, I. Bediaga, R. Lizarralde, J. Munoa, M. Zatarain, I. Bediaga, R. Lizarralde, Optimization of Hard Material Roughing by means of a Stability Model, 8th *CIRP Int. Work. Model. Mach. Oper.* (2005).
- [42] G. Urbikain, J.A. Palacios, A. Fernández, A. Rodríguez, L.N. López de Lacalle, A. Elías-Zúñiga, Stability prediction maps in turning of difficult-to-cut

- materials, *Procedia Eng.* 63 (2013) 514–522. doi:10.1016/j.proeng.2013.08.244.
- [43] M. Weck, *Handbook of Machine tools: Metrological analysis and performance tests*, Wiley, 1984.
- [44] E. Budak, L. Kops, Improving productivity and part quality in milling of titanium based impellers by chatter suppression and force control, *Elsevier*. 49 (2000) 31–36.
- [45] Y. Altintas, E. Budak, Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, *CIRP Ann. - Manuf. Technol.* 44 (1995) 357–362. doi:10.1016/S0007-8506(07)62342-7.
- [46] I. Bediaga, J. Muñoa, J. Hernández, L.N. López de Lacalle, An automatic spindle speed selection strategy to obtain stability in high-speed milling, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 49 (2009) 384–394. doi:10.1016/j.ijmachtools.2008.12.003.
- [47] J.P. Hung, Y.L. Lai, C.Y. Lin, T.L. Lo, Modeling the machining stability of a vertical milling machine under the influence of the preloaded linear guide, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 51 (2011) 731–739. doi:10.1016/j.ijmachtools.2011.05.002.
- [48] T.L. Schmitz, Automatic trimming of machining stability lobes, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 42 (2002) 1479–1486. doi:10.1016/S0890-6955(02)00034-2.
- [49] H. Cao, B. Li, Z. He, Chatter stability of milling with speed-varying dynamics of spindles, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 52 (2012) 50–58. doi:10.1016/j.ijmachtools.2011.09.004.
- [50] E. Budak, Analytical models for high performance milling. Part II: Process

- dynamics and stability, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 46 (2006) 1489–1499. doi:10.1016/j.ijmachtools.2005.09.010.
- [51] Z. Dombovari, J. Muñoa, G. Stepan, General Milling Stability Model for Cylindrical Tools, *Procedia CIRP.* 4 (2012) 90–97. doi:10.1016/j.procir.2012.10.017.
- [52] T. Delio, J. Tlustý, S. Smith, Use of Audio Signals for Chatter Detection and Control, *J. Manuf. Sci. Eng.* 114 (1992) 146. doi:10.1115/1.2899767.
- [53] S. Smith, T. Delio, Sensor-Based Chatter Detection and Avoidance by Spindle Speed Selection, *J. Dyn. Syst. Meas. Control.* 114 (1992) 486–492. doi:10.1115/1.2897373.
- [54] E. Kuljanic, G. Totis, M. Sortino, Development of an intelligent multisensor chatter detection system in milling, *Mech. Syst. Signal Process.* 23 (2009) 1704–1718. doi:10.1016/J.YMSSP.2009.01.003.
- [55] D. Aslan, Y. Altintas, On-line chatter detection in milling using drive motor current commands extracted from CNC, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 132 (2018) 64–80. doi:10.1016/J.IJMACHTOOLS.2018.04.007.
- [56] I. Garitaonandia, M.H. Fernandes, J. Albizuri, Dynamic model of a centerless grinding machine based on an updated FE model, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 48 (2008) 832–840. doi:10.1016/j.ijmachtools.2007.12.001.
- [57] M.H. Fernandes, I. Garitaonandia, J. Albizuri, J.M. Hernández, D. Barrenetxea, Simulation of an active vibration control system in a centerless grinding machine using a reduced updated FE model, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 49 (2009) 239–245. doi:10.1016/J.IJMACHTOOLS.2008.11.002.
- [58] J. Grau, M. Sulitka, P. Soucek, Influence of linear feed drive controller setting

- in cnc turning lathe on the stability of machining, *J. Mach. Eng.* 19 (2019) 18–31. doi:10.5604/01.3001.0013.2221.
- [59] H. Schulz, T. Moriwaki, High-speed Machining, *CIRP Ann.* 41 (1992) 637–643. doi:10.1016/S0007-8506(07)63250-8.
- [60] Y. Altintas, A. Verl, C. Brecher, L.G. Uriarte, G. Pritschow, Machine tool feed drives, *CIRP Ann. Technol.* 60 (2011) 779–796. doi:10.1016/j.cirp.2011.05.010.
- [61] H.-C. Möhring, C. Brecher, E. Abele, J. Fleischer, F. Bleicher, Materials in machine tool structures, *CIRP Ann.* 64 (2015) 725–748. doi:10.1016/J.CIRP.2015.05.005.
- [62] H. Gross, J. Hamann, G. Wiegartner, Electrical feed drives in automation: basics, computation, dimensioning, John Wiley & Sons, Inc., 2001.
- [63] Y. Altintas, Analytical prediction of three dimensional chatter stability in milling, *JSME Int. J. Ser. C Mech. Syst.* 44 (2001) 717–723. doi:10.1299/jsmec.44.717.
- [64] R. Merino, D. Barrenetxea, J. Munoa, Z. Dombovari, Analysis of the beating frequencies in dressing and its effect in surface waviness, *CIRP Ann.* 68 (2019) 353–356. doi:10.1016/J.CIRP.2019.04.080.
- [65] R. Whalley, M. Ebrahimi, A.A. Abdul-Ameer, Machine tool axis dynamics, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.* 220 (2006) 403–419. doi:10.1243/09544062C15904.
- [66] R. Whalley, M. Ebrahimi, A.A. Abdul-Ameer, Hybrid modelling of machine tool axis drives, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 45 (2005) 1560–1576.
- [67] J. Tlusty, F. Ismail, Basic Non-Linearity in Machining Chatter, *CIRP Ann.* 30

- (1981) 299–304. doi:10.1016/S0007-8506(07)60946-9.
- [68] H. Van Brussel, J.W. Peters, Comparative assessment of harmonic, random, swept sine and shock excitation methods for the identification of machine tool structures with rotating spindles, *CIRP Ann.* 24 (1975) 291–296.
- [69] M. Zatarain, J. Muñoa, G. Peigné, T. Insperger, Analysis of the Influence of Mill Helix Angle on Chatter Stability, *CIRP Ann. - Manuf. Technol.* 55 (2006) 365–368. doi:10.1016/S0007-8506(07)60436-3.
- [70] M. Zatarain, J. Munoa, C. Villasante, A. Sedano, Estudio comparativo de los modelos matemáticos de chatter en fresado: monofrecuencia, multifrecuencia y simulación en el tiempo, in: *XV Congr. Máquinas-Herramienta y Technol. Fabr.*, 2004: pp. 179–192.
- [71] S. Engin, Y. Altintas, Mechanics and dynamics of general milling cutters.: Part II: inserted cutters, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 41 (2001) 2213–2231. doi:10.1016/S0890-6955(01)00046-3.
- [72] J. Munoa, M. Zatarain, I. Bediaga, R. Lizarralde, Optimization of Hard Material Roughing by means of a Stability Model, *8th CIRP Int. Work. Model. Mach. Oper.* (2005).
- [73] S. Engin, Y. Altintas, Mechanics and dynamics of general milling cutters.: Part I: helical end mills, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 41 (2001) 2195–2212. doi:10.1016/S0890-6955(01)00045-1.
- [74] Y. Altintas, S. Engin, E. Budak, Analytical Stability Prediction and Design of Variable Pitch Cutters, *J. Manuf. Sci. Eng.* 121 (1999) 173–178. doi:10.1115/1.2831201.
- [75] E. Budak, Mechanics and dynamics of milling thin walled structures, (1994).

doi:10.14288/1.0088030.

- [76] Y. Altintas, *Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations and CNC design*, 2000.
- [77] P. Rasper, O. Rott, D. Hömberg, E. Uhlmann, *Analysis of uncertainties in the stability prediction for milling processes*, in: *CIRP 2nd Int. Conf. Process Mach. Interact.*, 2010.
- [78] A. Matsubara, S. Tsujimoto, D. Kono, *Evaluation of dynamic stiffness of machine tool spindle by non-contact excitation tests*, *CIRP Ann.* 64 (2015) 365–368. doi:10.1016/J.CIRP.2015.04.101.
- [79] F.A. Burney, S.M. Pandit, S.M. Wu, *A Stochastic Approach to Characterization of Machine Tool System Dynamics Under Actual Working Conditions*, *J. Eng. Ind.* 98 (1976) 614. doi:10.1115/1.3438948.
- [80] F.A. Burney, S.M. Pandit, S.M. Wu, *A New Approach to the Analysis of Machine-Tool System Stability Under Working Conditions*, *J. Eng. Ind.* 99 (1977) 585. doi:10.1115/1.3439282.
- [81] H. Opitz, M. Weck, *Determination of the transfer function by means of spectral density measurements and its application to the dynamic investigation of machine tools under machining conditions*, *Adv. Mach. Tool Des. Res.* 1969. (1970) 349–378. doi:10.1016/B978-0-08-015661-3.50026-6.
- [82] A. Iglesias, J. Munoa, J. Ciurana, Z. Dombovari, G. Stepan, *Analytical expressions for chatter analysis in milling operations with one dominant mode*, *J. Sound Vib.* 375 (2016) 403–421. doi:10.1016/J.JSV.2016.04.015.
- [83] K. Ahmadi, H. Ahmadian, *Modelling machine tool dynamics using a distributed parameter tool–holder joint interface*, *Int. J. Mach. Tools Manuf.*

- 47 (2007) 1916–1928. doi:10.1016/j.ijmachtools.2007.03.004.
- [84] S. Smith, J. Tlustý, Current Trends in High-Speed Machining, *J. Manuf. Sci. Eng.* 119 (1997) 664–666. doi:10.1115/1.2836806.
- [85] K.A. Al-Ghamdi, A. Iqbal, A sustainability comparison between conventional and high-speed machining, *J. Clean. Prod.* 108 (2015) 192–206. doi:10.1016/j.jclepro.2015.05.132.
- [86] E. Abele, Y. Altintas, C. Brecher, Machine tool spindle units, *CIRP Ann.* 59 (2010) 781–802. doi:10.1016/J.CIRP.2010.05.002.
- [87] Y. Altintas, Y. Cao, Virtual Design and Optimization of Machine Tool Spindles, *CIRP Ann.* 54 (2005) 379–382. doi:10.1016/S0007-8506(07)60127-9.
- [88] E.B. Kivank, E. Budak, Modeling statics and dynamics of milling system components, in: *Proc. 36 Th CIRP Int. Semin. Manuf. Syst. 2003*, 2003: pp. 433–440.
- [89] T.L. Schmitz, R.R. Donalson, Predicting High-Speed Machining Dynamics by Substructure Analysis, *CIRP Ann. - Manuf. Technol.* 49 (2000) 303–308. doi:10.1016/S0007-8506(07)62951-5.
- [90] A. Iglesias, J. Muñoa, J. Ciurana, Optimisation of face milling operations with structural chatter using a stability model based process planning methodology, *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 70 (2014) 559–571. doi:10.1007/s00170-013-5199-z.
- [91] G.P. Zhang, Y.M. Huang, W.H. Shi, W.P. Fu, Predicting dynamic behaviours of a whole machine tool structure based on computer-aided engineering, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 43 (2003) 699–706. doi:10.1016/S0890-6955(03)00026-9.

- [92] K. Yang, Y. Park, Joint structural parameter identification using a subset of frequency response function measurements, *Mech. Syst. Signal Process.* 7 (1993) 509–530.
- [93] M. Yoshimura, Computer-aided design improvement of machine tool structure incorporating joint dynamics data, *Ann. CIRP.* 28 (1979) 241–246.
- [94] S. Basava, D.P. Hess, Bolted Joint Clamping Force Variation Due To Axial Vibration, *J. Sound Vib.* 210 (1998) 255–265.
- [95] R.A. Ibrahim, C.L. Pettit, Uncertainties and dynamic problems of bolted joints and other fasteners, *J. Sound Vib.* 279 (2005) 857–936. doi:10.1016/j.jsv.2003.11.064.
- [96] J. Kim, J. Yoon, B. Kang, Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints, *Appl. Math. Model.* 31 (2007) 895–911. doi:10.1016/j.apm.2006.03.020.
- [97] X.P. Li, H. Guo, J.N. Liu, Y.L. Liu, Dynamical Characteristics of the Linear Rolling Guide with Numerical Simulation and Experiment, *TELKOMNIKA Indones. J. Electr. Eng.* 11 (2013) 436–442.
- [98] H. Ohta, T. Kato, S. Kato, H. Tajimi, Carriage Drift in Linear-Guideway Type Roller Bearings, *J. Tribol.* 137 (2015). doi:10.1115/1.4029641.
- [99] H. Ohta, E. Hayashi, Vibration of Linear Guideway Type Recirculating Linear Ball Bearings, *J. Sound Vib.* 235 (2000) 847–861. doi:10.1006/jsvi.2000.2950.
- [100] H. Fujiware, T. Kawase, Logarithmic Profiles of Rollers in Roller Bearings and Optimization of the Profiles, *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu C Hen(Transactions Japan Soc. Mech. Eng. Part C)*. 18 (2006) 3022–3029.

- [101] J.S.S. Wu, J.C. Chang, J.P. Hung, The effect of contact interface on dynamic characteristics of composite structures, *Math. Comput. Simul.* 74 (2007) 454–467. doi:10.1016/j.matcom.2006.07.003.
- [102] P. Paweko, S. Berczyski, Z. Grzadziel, Modeling roller guides with preload, *Arch. Civ. Mech. Eng.* 14 (2014) 1–9. doi:10.1016/j.acme.2013.12.002.
- [103] C.Y. Lin, J.P. Hung, T.L. Lo, Effect of preload of linear guides on dynamic characteristics of a vertical columnspindle system, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 50 (2010) 741–746. doi:10.1016/j.ijmachtools.2010.04.002.
- [104] Schneeberger, MONORAIL and AMS, Profiled linear guideways and integrated measuring systems, 2015.
- [105] J.P. Hung, Load effect on the vibration characteristics of a stage with rolling guides, *J. Mech. Sci. Technol.* 23 (2009) 89–99.
- [106] D. Shaw, W.L. Su, Stiffness Analysis of Linear Guideways Without Preload, *J. Mech.* 29 (2013) 281–286.
- [107] D.J. Cheng, W.S. Yang, J.H. Park, T.J. Park, S.J. Kim, G.H. Kim, C.H. Park, Friction experiment of linear motion roller guide THK SRG25, *Int. J. Precis. Eng. Manuf.* 15 (2014) 545–551. doi:10.1007/s12541-014-0369-y.
- [108] M.F. Zaeh, T. Oertli, J. Milberg, Finite Element Modelling of Ball Screw Feed Drive Systems, *CIRP Ann. - Manuf. Technol.* 53 (2004) 289–292. doi:10.1016/S0007-8506(07)60700-8.
- [109] C.E. Okwudire, Finite Element Modeling of Ballscrew Feed Drive Systems for Control Purposes, The University of British Columbia, 2005.
- [110] A. Kamalzadeh, K. Erkorkmaz, Compensation of Axial Vibrations in Ball

- Screw Drives, CIRP Ann. - Manuf. Technol. 56 (2007) 373–378. doi:10.1016/j.cirp.2007.05.087.
- [111] K.K. Varanasi, S.A. Nayfeh, The dynamics of lead-screw drives: low-order modeling and experiments, *J. Dyn. Syst. Meas. Control.* 126 (2004) 388–396.
- [112] J.S. Chen, Y.K. Huang, C.C. Cheng, Mechanical model and contouring analysis of high-speed ball-screw drive systems with compliance effect, *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 24 (2004) 241–250. doi:10.1007/s00170-003-1777-9.
- [113] N. Xu, W.C. Tang, Modeling and analyzing the slipping of the ball screw, *Lat. Am. J. Solids Struct.* 12 (2014) 612–623.
- [114] S. Bograd, P. Reuss, A. Schmidt, L. Gaul, M. Mayer, Modeling the dynamics of mechanical joints, *Mech. Syst. Signal Process.* 25 (2011) 2801–2826. doi:10.1016/j.ymssp.2011.01.010.
- [115] H. Tian, B. Li, H. Liu, K. Mao, F. Peng, X. Huang, A new method of virtual material hypothesis-based dynamic modeling on fixed joint interface in machine tools, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 51 (2011) 239–249. doi:10.1016/j.ijmachtools.2010.11.004.
- [116] X. Zhu, Tutorial on Hertz Contact Stress, *Opti.* 521 (2012) 1–8.
- [117] S. Filiz, C.H. Cheng, K.B. Powell, T.L. Schmitz, O.B. Ozdoganlar, An improved tool-holder model for RCSA tool-point frequency response prediction, *Precis. Eng.* 33 (2009) 26–36. doi:10.1016/j.precisioneng.2008.03.003.
- [118] G.R. Liu, *Mesh free methods: moving beyond the finite element method*, CRC press, 2009.
- [119] L.G. Uriarte, M. Zatarain, D. Axinte, J. Yagüe-Fabra, S. Ihlenfeldt, J. Eguia, A.

- Olarra, Machine tools for large parts, *CIRP Ann. - Manuf. Technol.* 62 (2013) 731–750. doi:10.1016/j.cirp.2013.05.009.
- [120] B.J. Schwarz, M.H. Richardson, Experimental modal analysis, *CSI Reliab. Week.* 35 (1999) 1–12.
- [121] P. Avitabile, Experimental modal analysis, *Sound Vib.* 35 (2001) 20–31.
- [122] P. Verboven, P. Guillaume, B. Cauberghe, Multivariable frequency-response curve fitting with application to modal parameter estimation, *Automatica.* 41 (2005) 1773–1782. doi:10.1016/j.automatica.2005.03.023.
- [123] G. Kouroussis, — User guide — EasyMod — A MatLab / Scilab toolbox for experimental modal analysis About the EasyMod toolbox, (n.d.).
- [124] M.L.M. Duarte, Experimentally-Derived Structural Models for Use in Further Dynamic, Doctoral dissertation, University of London, 1996.
- [125] D.J. Ewins, Measurement and application of mechanical impedance data, *J. Soc. Environ. Eng.* 14 (1976) 15.
- [126] D.D. Klerk, D.J. Rixen, S.N. Voormeeren, General Framework for Dynamic Substructuring: History, Review and Classification of Techniques, *AIAA J.* 46 (2008) 1169–1181. doi:10.2514/1.33274.
- [127] R.E.D. Bishop, D.C. Johnson, The mechanics of vibration, Cambridge University Press, London, 1960.
- [128] B. Jetmundsen, R.L. Bielawa, W.G. Flannelly, Generalized Frequency Domain Substructure Synthesis, *J. Am. Helicopter Soc.* 33 (1988) 55–64. doi:10.4050/JAHS.33.1.55.

- [129] A.L. Klosterman, W.A. McClelland, J.E. Sherlock, Dynamic Simulation of Complex Systems Utilizing Experimental and Analytical Techniques, *Mech. Eng.* 98 (1976) 99–99.
- [130] M.G. Sainsbury, D.J. Ewins, Vibration analysis of damped machinery foundation substructure using the dynamic stiffness coupling, *J. Eng. Ind.* 96 (1974) 1000–1005.
- [131] M. Imregun, Structural Modification and coupling dynamic analysis using FRF data, *Proc. 5th Int. Modal Anal. Conf.* 1136 (1987).
- [132] W.C. Hurty, Dynamic analysis of structural systems using component modes, *AIAA J.* 3 (1965) 678–685. doi:10.2514/3.2947.
- [133] M.C. Bampton, R.R. Craig, Coupling of substructures for dynamic analyses., *AIAA J.* 6 (1968) 1313–1319. doi:10.2514/3.4741.
- [134] D.J. Rixen, A dual Craig–Bampton method for dynamic substructuring, *J. Comput. Appl. Math.* 168 (2004) 383–391. doi:10.1016/j.cam.2003.12.014.
- [135] P. Apiwattanalungarn, S.W. Shaw, C. Pierre, Component Mode Synthesis Using Nonlinear Normal Modes, *Nonlinear Dyn.* 41 (2005) 17–46. doi:10.1007/s11071-005-2791-2.
- [136] D.K. Kim, M.S. Lee, J.H. Han, Substructure synthesis method for a nonlinear structure with a sliding mode condition, *J. Sound Vib.* 321 (2009) 704–720. doi:10.1016/j.jsv.2008.09.052.
- [137] S. Donders, B. Pluymers, P. Ragnarsson, R. Hadjit, W. Desmet, The wave-based substructuring approach for the efficient description of interface dynamics in substructuring, *J. Sound Vib.* 329 (2010) 1062–1080. doi:10.1016/j.jsv.2009.10.022.

- [138] R. Craig, C.J. Chang, Free-interface methods of substructure coupling for dynamic analysis, *AIAA J.* 14 (1976) 1633–1635.
- [139] R. Bladh, C. Pierre, M.P. Castanier, Numerical Instability of Classical Free-Interface Component Mode Synthesis Techniques, *AIAA J.* 41 (2003) 1621–1624. doi:10.2514/2.2123.
- [140] J.S. Przemieniecki, Matrix structural analysis of substructures, *AIAA J.* 1 (1963) 138–147. doi:10.2514/3.1483.
- [141] R.R. Craig, C.J. Chang, C.M.T.I. For, Substructure Coupling with Reduction of Interface Coordinates - Fixed-interface Methods, Texas Institute for Computational Mechanics, College of Engineering, the University of Texas at Austin, 1975.
- [142] J.G. Kim, K.H. Lee, P.S. Lee, Estimating relative eigenvalue errors in the Craig-Bampton method, *Comput. Struct.* 139 (2014) 54–64. doi:10.1016/j.compstruc.2014.04.008.
- [143] K.J. Bathe, J. Dong, Component mode synthesis with subspace iterations for controlled accuracy of frequency and mode shape solutions, *Comput. Struct.* 139 (2014) 28–32. doi:10.1016/j.compstruc.2014.03.003.
- [144] F. Bourquin, F. D’Hennezel, Numerical study of an intrinsic component mode synthesis method, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.* 97 (1992) 49–76.
- [145] D.M. Tran, Component mode synthesis methods using partial interface modes: Application to tuned and mistuned structures with cyclic symmetry, *Comput. Struct.* 87 (2009) 1141–1153. doi:10.1016/j.compstruc.2009.04.009.
- [146] G. Bianchi, F. Paolucci, P. Van den Braembussche, H. Van Brussel, F. Jovane,

- Towards Virtual Engineering in Machine Tool Design, *CIRP Ann. - Manuf. Technol.* 45 (1996) 381–384. doi:10.1016/S0007-8506(07)63085-6.
- [147] A. Fortunato, A. Ascari, The virtual design of machining centers for HSM: Towards new integrated tools, *Mechatronics*. 23 (2013) 264–278. doi:10.1016/j.mechatronics.2012.12.004.
- [148] G. Bianchi, S. Cagna, N. Cau, F. Paolucci, Analysis of Vibration Damping in Machine Tools, *Procedia CIRP*. 21 (2014) 367–372. doi:10.1016/j.procir.2014.03.158.
- [149] I. Garitaonandia, M.H. Fernandes, J.M. Hernandez-Vazquez, J.A. Ealo, Prediction of dynamic behavior for different configurations in a drilling–milling machine based on substructuring analysis, *J. Sound Vib.* 365 (2016) 70–88. doi:10.1016/j.jsv.2015.12.012.
- [150] H. Jakobsson, F. Bengzon, M.G. Larson, Adaptive component mode synthesis in linear elasticity, *Int. J. Numer. Methods Eng.* 86 (2011) 829–844. doi:10.1002/nme.3078.
- [151] D.A. Perdahcolu, H.J. Geijselaers, M.H.M. Ellenbroek, A. de Boer, Dynamic substructuring and reanalysis methods in a surrogate-based design optimization environment, *Struct. Multidiscip. Optim.* 45 (2012) 129–138. doi:10.1007/s00158-011-0681-4.
- [152] S. Sekimoto, A study on truncation error in substructure testing, in: *Proceeding 3rd Int. Modal Anal. Conf.*, 1985: pp. 1225–1226.
- [153] R.W. Gwinn, J.P. Lauffer, A.K. Miller, Component mode synthesis using experimental modes enhanced by mass loading, (1988).
- [154] M. Karpel, M. Newman, Accelerated convergence for vibration modes using

- the substructure coupling method and fictitious coupling masses, *Isr. J. Technol.* 13 (1975).
- [155] M. Karpel, D. Raveh, Fictitious mass element in structural dynamics, *AIAA J.* 34 (1996) 607–613. doi:10.2514/3.13111.
- [156] J. Chae, S.S. Park, S. Lin, Substructure Coupling with Joint Identification for Reconfigurable Manufacturing Systems, in: *Proc. Can. Eng. Educ. Assoc.*, 2005.
- [157] J. Zhang, Receptance Coupling for Tool Point Dynamics Prediction on Machine Tools, *Chinese J. Mech. Eng. Ed.* 24 (2011) 340. doi:10.3901/cjme.2011.03.340.
- [158] Y. Ren, C.F. Beards, A generalized receptance coupling technique, *PROCEEDINGS-SPIE Int. Soc. Opt. Eng.* (1993) 868–871.
- [159] Y. Ren, C.F. Beards, On substructure synthesis with FRF data, *J. Sound Vib.* 185 (1995) 845–866. doi:10.1006/jsvi.1995.0421.
- [160] S.S. Park, J. Chae, Joint identification of modular tools using a novel receptance coupling method, *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 35 (2008) 1251–1262. doi:10.1007/s00170-006-0826-6.
- [161] T.L. Schmitz, M.A. Davies, M.D. Kennedy, Tool Point Frequency Response Prediction for High-Speed Machining by RCSA, *J. Manuf. Sci. Eng.* 123 (2001) 700–707. doi:10.1115/1.1392994.
- [162] T.L. Schmitz, K.S. Smith, *Mechanical Vibration: Modeling and Measurement*, 2011. doi:10.1017/CBO9781107415324.004.
- [163] J.H. Wang, C.M. Liou, *Experimental Identification of Mechanical Joint*

- Parameters, *J. Vib. Acoust.* 113 (1991) 28–36. doi:10.1115/1.2930151.
- [164] J.H. Wang, S.C. Chuang, Reducing errors in the identification of structural joint parameters using error functions, *J. Sound Vib.* 273 (2004) 295–316. doi:10.1016/S0022-460X(03)00502-9.
- [165] N.M.M. Maia, J.M.M. Silva, P.L.G.C. Silva, Identification of the dynamic behaviour of joints using substructuring methods, in: *Proc. IMAC-XVIII A Conf. Struct. Dyn.*, 2000.
- [166] D.H. Lee, W.S. Hwang, An identification method for joint structural parameters using an FRF-based substructuring method and an optimization technique, *J. Mech. Sci. Technol.* 21 (2007) 2011–2022. doi:10.1007/bf03177459.
- [167] D. Celic, M. Boltezar, Identification of the dynamic properties of joints using frequency-response functions, *J. Sound Vib.* 317 (2008) 158–174. doi:10.1016/j.jsv.2008.03.009.
- [168] D. Celic, M. Boltezar, The influence of the coordinate reduction on the identification of the joint dynamic properties, *Mech. Syst. Signal Process.* 23 (2009) 1260–1271. doi:10.1016/j.ymsp.2008.11.002.
- [169] K. Mao, B. Li, J. Wu, X. Shao, Stiffness influential factors-based dynamic modeling and its parameter identification method of fixed joints in machine tools, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 50 (2010) 156–164. doi:10.1016/j.ijmachtools.2009.10.017.
- [170] T.L. Schmitz, G.S. Duncan, Three-Component Receptance Coupling Substructure Analysis for Tool Point Dynamics Prediction, *J. Manuf. Sci. Eng.* 127 (2005) 781–790. doi:10.1115/1.2039102.

- [171] T.L. Schmitz, G.S. Duncan, System and method for tool point prediction using multi-component receptance coupling substructure analysis, 2012.
- [172] A.S. Yigit, A.G. Ulsoy, Dynamic stiffness evaluation for reconfigurable machine tools including weakly non-linear joint characteristics, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part B J. Eng. Manuf.* 216 (2002) 87–101. doi:10.1243/0954405021519726.
- [173] P. Albertelli, M. Goletti, M. Monno, A new receptance coupling substructure analysis methodology to improve chatter free cutting conditions prediction, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 72 (2013) 16–24. doi:10.1016/j.ijmachtools.2013.05.003.
- [174] P. Albertelli, M. Goletti, M. Monno, An Improved Receptance Coupling Substructure Analysis to Predict Chatter Free High Speed Cutting Conditions, *Procedia CIRP.* 12 (2013) 19–24. doi:10.1016/j.procir.2013.09.005.
- [175] U. V. Kumar, T.L. Schmitz, Spindle dynamics identification for Receptance Coupling Substructure Analysis, *Precis. Eng.* 36 (2012) 435–443. doi:10.1016/j.precisioneng.2012.01.007.
- [176] T.L. Schmitz, K. Powell, D. Won, G. Scott Duncan, W. Gregory Sawyer, J.C. Ziegert, Shrink fit tool holder connection stiffness/damping modeling for frequency response prediction in milling, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 47 (2007) 1368–1380. doi:10.1016/j.ijmachtools.2006.08.009.
- [177] W. Matthias, O. Özahin, Y. Altintas, B. Denkena, Receptance coupling based algorithm for the identification of contact parameters at holder–tool interface, *CIRP J. Manuf. Sci. Technol.* (2016). doi:10.1016/j.cirpj.2016.02.005.
- [178] M.M. Rezaei, M.R. Movahhedy, H. Moradi, M.T. Ahmadian, Extending the inverse receptance coupling method for prediction of tool-holder joint

- dynamics in milling, *J. Manuf. Process.* 14 (2012) 199–207. doi:10.1016/j.jmapro.2011.11.003.
- [179] M. Mehrpouya, M. Sanati, S.S. Park, Identification of joint dynamics in 3D structures through the inverse receptance coupling method, *Int. J. Mech. Sci.* 105 (2016) 135–145. doi:10.1016/j.ijmecsci.2015.11.007.
- [180] J.A. Ealo, I. Garitaonandia, M.H. Fernandes, J.M. Hernandez-Vazquez, J. Muñoa, A practical study of joints in three-dimensional Inverse Receptance Coupling Substructure Analysis method in a horizontal milling machine, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 128 (2018). doi:10.1016/j.ijmachtools.2018.02.002.
- [181] Y. Yang, W.H. Zhang, Y.C. Ma, M. Wan, Generalized method for the analysis of bending, torsional and axial receptances of tool-holder-spindle assembly, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* (2015). doi:10.1016/j.ijmachtools.2015.08.004.
- [182] . Tol, H.N. Özgüven, Dynamic characterization of bolted joints using FRF decoupling and optimization, *Mech. Syst. Signal Process.* 54 (2015) 124–138. doi:10.1016/j.ymsp.2014.08.005.
- [183] O. Özahin, A. Ertürk, H.N. Özgüven, E. Budak, A closed-form approach for identification of dynamical contact parameters in spindle-holder-tool assemblies, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 49 (2009) 25–35. doi:10.1016/j.ijmachtools.2008.08.007.
- [184] M.R. Movahhedy, J.M. Gerami, Prediction of spindle dynamics in milling by sub-structure coupling, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 46 (2006) 243–251. doi:10.1016/j.ijmachtools.2005.05.026.
- [185] J. Albizuri, I. Garitaonandia, M.H. Fernandes, I. Olabarrieta, J.M. Hernández, Caracterización dinámica de máquinas-herramienta en diferentes posiciones mediante subestructuras, (2010).

- [186] M. Law, Position-dependent dynamics and stability of machine tools, (2013).
- [187] M. Mehrpouya, E. Graham, S.S. Park, FRF based joint dynamics modeling and identification, *Mech. Syst. Signal Process.* 39 (2013) 265–279. doi:10.1016/j.ymssp.2013.03.022.
- [188] T.L. Schmitz, K.S. Smith, *Mechanical Vibrations*, 2012. doi:10.1007/978-1-4614-0460-6.
- [189] J.M. Hernández, I. Olabarrieta, I. Garitaonandia, M.H. Fernandes, J. Albizuri, Aspectos a considerar en la mejora de modelos de elementos finitos en máquinas herramienta mediante datos procedentes del análisis modal experimental, in: *Congr. Nac. Ing. Mecánica*, 2010.
- [190] G. Pritschow, W. Philipp, Direct drives for high-dynamic machine tool axes, *CIRP Ann. Technol.* (1990).
- [191] L. Gaul, J. Lenz, Nonlinear dynamics of structures assembled by bolted joints, *Acta Mech.* 125 (1997) 169–181. doi:10.1007/BF01177306.
- [192] R.J. Allemang, D.L. Brown, *Experimental modal analysis and dynamic component synthesis: Universal File Formats, V* (1987).

