



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

“ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE UNA MÁQUINA
FRESADORA”

Alumno: David Murgado García

Director del Proyecto: Rodrigo Luri Irigoyen

Pamplona, Septiembre de 2011

Agradecimientos

Quisiera expresar mi más sentido y profundo agradecimiento, a todas las personas que me han acompañado a lo largo de todos estos años de carrera y me han ayudado tanto en la realización de este PFC.

En particular, me gustaría agradecer al Profesor Dr. Rodrigo Luri Irigoyen, Tutor de este Proyecto Fin de Carrera, por su infinita colaboración y consejos sin los que hubiera sido imposible la finalización de este trabajo. Gracias, también, a todos los integrantes del Grupo de Investigación de Ingeniería de Materiales y Fabricación de la Universidad Pública de Navarra, a Javier León por su enorme ayuda, en particular, a la hora de aconsejarme, en esos primeros momentos, sobre cómo manejar Marc y Matlab; a Juan Pablo, Dani, Ivan y Edu por su enorme apoyo y por esos buenos momentos.

Por otro lado tampoco puedo olvidarme de agradecer a mi familia, mis amigos y mi novia, por estar siempre ahí en los buenos y en los malos momentos.

Índice

ÍNDICE	1
CAPÍTULO 1	3
1.1. PLANTEAMIENTO Y OBJETIVOS	5
CAPÍTULO 2	6
2.1. INTRODUCCIÓN	7
2.2. PROCESOS DE MECANIZADO	8
2.3 FRESADORA	17
2.3.1. CLASIFICACIÓN DE LAS FRESADORAS	18
2.3.2. COMPONENTES DE UNA FRESADORA	19
2.3.3. CADENA CINEMÁTICA DE UNA FRESADORA	27
2.3.4. FRESAS	33
CAPÍTULO 3	41
3.1. INTRODUCCIÓN	50
3.2. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA-HERRAMIENTA	51
3.2.1. MATERIALES PARA LA ESTRUCTURA.....	51
3.2.2. RIGIDEZ DE LA ESTRUCTURA	57
3.2.3. AMORTIGUACIÓN DE LA ESTRUCTURA.....	58
3.3 FUERZAS DE CORTE EN MECANIZADO	61
3.4 VIBRACIÓN EN LAS MÁQUINAS-HERRAMIENTA	70
3.4.1. SISTEMAS DE UN GRADO DE LIBERTAD	70
3.4.2. VIBRACIONES AUTOINDUCIDAS	78
3.4.2. ESTABILIDAD DE LAS OPERACIONES DE CORTE	89
3.5 MONITORIZACIÓN	92
CAPÍTULO 4	96
4.1 INTRODUCCIÓN	98
4.2 ELEMENTOS FINITOS EN INGENIERÍA	98
4.1.1. MARC MENTAT 2010™	100
4.3 MATLAB	101
CAPÍTULO 5	102
5.1. INTRODUCCIÓN	104
5.2. FRESADORA	105
5.3. GENERACIÓN DEL MODELO	108
5.3.1. TOMA DE CONTACTO	108
5.3.2. MODELO DEL HUSILLO DEL CABEZAL DE UNA MÁQUINA FRESADORA.....	109
5.3.3. CONDICIONES DE CONTORNO.....	128
5.4. ANÁLISIS ESTÁTICO	132
5.4.1. DESPLAZAMIENTO EN X	133
5.4.2. DESPLAZAMIENTO EN Y	135
5.4.3. DESPLAZAMIENTO EN Z	137
5.4.4. EQUIVALENT VON MISES.....	139
5.5. ANÁLISIS MODAL	141

CAPÍTULO 6.....	145
6.1. INTRODUCCIÓN.....	147
6.2. GENERACIÓN DEL MODELO	148
6.3. ANÁLISIS ESTÁTICO.....	157
6.3.1. DESPLAZAMIENTO EN X	157
6.3.2. DESPLAZAMIENTO EN Y	159
6.3.3. DESPLAZAMIENTO EN Z	160
6.3.4. EQUIVALENT VON MISES.....	161
6.4. ANÁLISIS MODAL.....	163
CAPÍTULO 7.....	166
7.1. INTRODUCCIÓN.....	168
7.2. ANÁLISIS DINÁMICO ARMÓNICO.....	169
7.3. ANÁLISIS DIAGRAMA DE BODE Y OBTENCIÓN DE FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA	178
7.3.1. RESPUESTAS DE LA FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA	189
CAPÍTULO 8.....	201
8.1. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS	202
CAPÍTULO 9.....	205
9.1. REFERENCIAS	207
ANEXOS	210
RESULTADOS DEL ANÁLISIS ARMÓNICO PARA DESPLAZAMIENTO EN X.....	212
RESULTADOS DEL ANÁLISIS ARMÓNICO PARA DESPLAZAMIENTO EN Y.....	219
RESULTADOS DEL ANÁLISIS ARMÓNICO PARA DESPLAZAMIENTO EN Z	225

Capítulo 1

Planteamiento y objetivos

1.1. Planteamiento y objetivos

En este Proyecto Fin de Carrera se estudiarán y se analizará el comportamiento de una fresadora en el mecanizado. Se estudiará las diferentes partes de la fresadora y se analizará que es lo que pasa cuando se está mecanizando.

Al mecanizar, las fuerzas de corte que se emplean para trabajar la pieza producen vibraciones que afectarán en mayor o en menor medida a la estructura de la máquina-herramienta produciendo que haya desplazamientos y no se cumplan con las tolerancias o con los requisitos de acabado de la pieza.

Por esta razón se va a realizar un análisis por elementos finitos (**FEM**) de las partes de la fresadora que más sufren estas fuerzas y con los resultados que se consigan de este análisis se creará un mecanismo de control consistente en un controlador que ajustará la señal de salida de tal forma que se corrijan esas desviaciones.

Con este presente proyecto se pretende tener un mayor conocimiento de los procesos de fabricación y del control de las fuerzas de procesado y así obtener un mecanismo de control que mejore los resultados de los procesos de mecanizado.

Capítulo 2

Introducción

2.1. Introducción

En este proyecto se va a analizar el comportamiento de una fresadora, aunque se puede generalizar a cualquier máquina-herramienta, ante las fuerzas de corte que se producen. El objetivo es obtener un modelo del eje de la fresadora que permita determinar en tiempo real las desviaciones que se puedan dar en la herramienta de corte y de esta forma seleccionar los parámetros óptimos de procesado.

Dado que los procesos de mecanizado con máquina-herramienta es uno de los procesos más extendidos y utilizados dentro de los procesos de fabricación, se necesita saber qué hacer para que las piezas resultantes no tengan ningún defecto con el consiguiente ahorro de dinero, de material y de tiempo que esto conlleva. Así pues un mayor conocimiento y control de los procesos acarrearán significativos beneficios.

Pero antes de llevar a cabo el análisis y nos metamos en la obtención de resultados hay que conocer bien con que estamos trabajando. Se debe conocer bien que máquina tenemos entre manos y que es lo que pasa cuando se mecaniza. Por lo tanto inicialmente se va a realizar un estudio de los fundamentos de los procesos de mecanizado empezando por las generalidades y acabando con un estudio detallado de que es lo que pasa cuando la herramienta de corte mecaniza la pieza.

2.2. Procesos de mecanizado

Existen varias formas de cambiar la geometría de un “tocho” de material para producir una pieza útil:

- Añadiendo material
- Desplazando material de una zona a otra
- Eliminando material innecesario

Dichas operaciones pueden realizarse a escala micro, macro o atómicamente. Este proyecto se va a centrar en los procesos de eliminación de material a nivel macroscópico. La importancia de las operaciones de eliminación de material puede ser comprendida considerando el coste total asociado con esta actividad, incluyendo el coste de las herramientas, la mano de obra y el coste del capital invertido. En los Estados Unidos, el coste anual asociado con esta operación representa el 10% del producto nacional bruto. Sin embargo, una forma más fácil de comprender la importancia de este proceso es observando que prácticamente cualquier pieza o componente que se utiliza ha sufrido alguna operación de eliminación de material en su proceso de fabricación.

Por esto mismo, existen varias razones para desarrollar técnicas para mejorar dicho proceso consiguiendo:

- Mejorar las técnicas de corte. Una mejora mínima en productividad es de mayor importancia en niveles altos de producción
- Producir productos con mejores precisiones y mayor vida útil
- Incrementar el ratio de producción y producir mayores cantidades y mayores variedades de productos con las herramientas disponibles

Estos procesos se utilizan para fabricar piezas de materiales tales como metales, plásticos, cerámica y madera. El mecanizado es un proceso que exige tiempo y en el que se desperdicia material. Sin embargo, es muy preciso

y puede producir una calidad superficial difícil de lograr con otros procesos de fabricación. El mecanizado se lleva a cabo con el uso de una herramienta de corte, que elimina el material de la pieza de trabajo en forma de virutas, para obtener la forma final.

Los procesos de eliminación de material se clasifican como tradicionales y no tradicionales.

En todos los procesos tradicionales de eliminación de material, los tres elementos básicos son: la pieza de trabajo, la herramienta de corte, y la máquina herramienta. Las funciones básicas de la máquina herramienta son:

- Proveer los movimientos relativos entre la herramienta de corte y la pieza de trabajo en forma de velocidades y avances.
- Mantener las posiciones relativas de la herramienta de corte y de la pieza de trabajo, a fin de que la eliminación de material resultante produzca la forma requerida.

Al variar las posiciones y movimientos entre la pieza de trabajo y la herramienta de corte, se puede efectuar más de una operación en la máquina herramienta.

Con los avances de la tecnología, se han desarrollado materiales más fuertes y más duros. El procesado eficiente de esos materiales no era posible con los métodos tradicionales para remoción de material. Por lo tanto, se han desarrollado procesos nuevos y especializados. Al contrario de los procesos tradicionales, en donde la remoción del material necesita una herramienta de corte, los procesos no tradicionales se basan en los fenómenos ultrasónicos, químicos electroquímicos, de electro-descarga y haces de electrones, laser e iones entre otros. En estos procesos, la eliminación de material no está influida por las propiedades del material; se pueden mecanizar materiales de mayor dureza que la herramienta que se emplea para conformarlos.

El mecanizado de materiales metálicos es uno de los procesos de fabricación más importantes y se usa ampliamente en varias industrias como la industria automovilística o la industria aeronáutica. El mecanizado de materiales metálicos tiene por objeto, eliminar en forma de viruta, porciones de metal de la pieza a trabajar con el fin de obtener una pieza con las medidas, forma y acabado deseado. La herramienta de corte se emplea para retirar el exceso de material de la pieza de trabajo. El mecanizado es un proceso de deformación en el que tienen lugar unas deformaciones plásticas muy fuertes a grandes velocidades. El estudio del proceso se complica aún más a causa de los parámetros de corte, las variaciones de la geometría de las herramientas y sus materiales, la temperatura, las condiciones de funcionamiento de la máquina e incluso el medio en que se desarrolla este proceso. El corte de los metales requiere de mucha potencia para separar la viruta de la pieza de trabajo. Aunque las herramientas de corte hoy en día, son mucho más eficientes, las velocidades de arranque del material también se han incrementado, por lo que las herramientas de corte deben ser diseñadas y construidas correctamente, de acuerdo a su propósito, si se desea realizar el proceso de forma eficiente.

Como se ha comentado anteriormente el mecanizado es una de las principales operaciones en la fabricación de piezas mecánicas. Dentro del corte metálico los procesos más comúnmente utilizados en la industria son los siguientes:

1. Torneado (*turning*)

En el torneado se emplea una herramienta de un solo filo que se encarga de eliminar el material innecesario para producir una superficie de revolución. La máquina herramienta asociada a este proceso es el torno. Una máquina herramienta tipo torno se puede observar en la Figura 2.1.

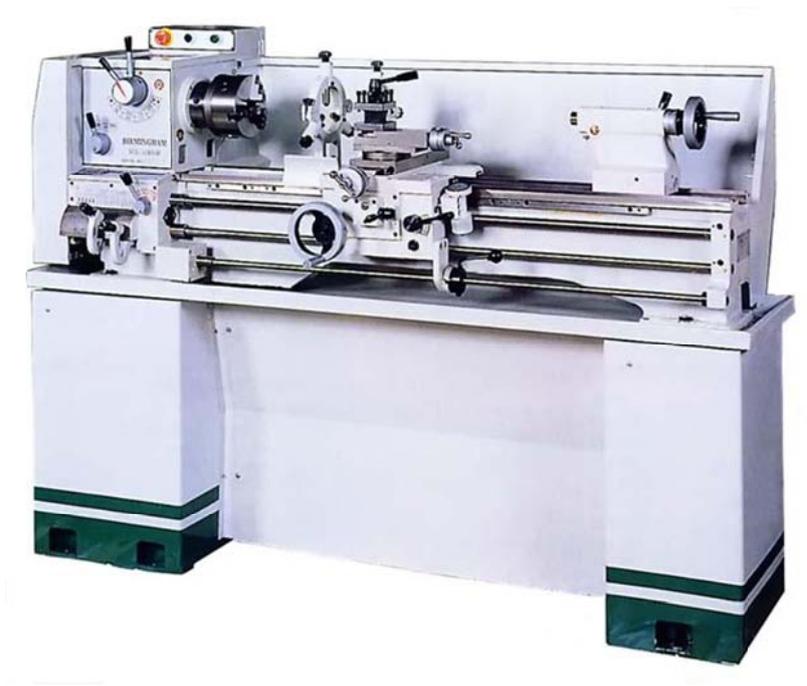


Figura 2.1 Máquina herramienta tipo torno

Las variables a ajustar por el operador son:

- Velocidad de corte: V (r.p.m. ó m/s)
- Avance: f (mm/rev)
- Profundidad de corte: d (mm)

Debido a que la profundidad de corte es por lo menos 5 veces superior al avance, la viruta se produce en deformación plana y por lo tanto, la anchura de la misma es igual a la anchura de la viruta sin deformar.

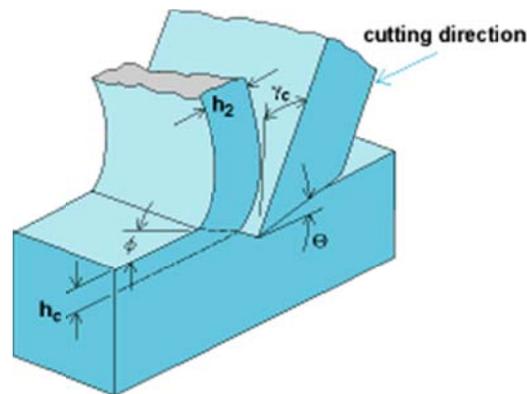


Figura 2.2 Corte ortogonal

La velocidad de corte y el avance (figura) realmente varían a lo largo del filo de corte. Esto provoca que la viruta fluya desde la nueva superficie de la pieza de trabajo. También habrá un pequeño cambio en el espesor de la viruta a lo largo de la anchura de la viruta. Estas pequeñas variaciones alrededor del filo de corte normalmente son ignoradas, y valores máximos de velocidad de corte, mínimos valores de avance y espesor de viruta son usados como se muestran en la Figura 2.3 la cual es una representación en dos dimensiones de los procesos de corte. En esta figura la profundidad de corte y la anchura del corte (perpendicular al papel en la Figura 2.3) son constantes a lo largo de la anchura de viruta. A esto se llama representación ortogonal del corte, donde la dirección del flujo de la viruta es perpendicular al filo de corte en todos los puntos del eje de corte. En esta aproximación en 2 dimensiones, el espesor de la viruta no deformada ya no es el avance (f) y la anchura de la viruta ya no es la profundidad de corte (d) vistos en la Figura 2.2. Por tanto estas cantidades vistas en una representación en dos dimensiones como en la Figura 2.3 se designan como t para el espesor de la viruta no deformada y b para la anchura de corte (perpendicular al papel en la Figura 2.3)

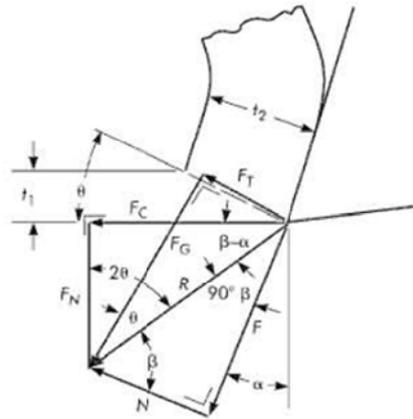


Figura 2.3 Fuerzas actuantes en el corte ortogonal

Quando el filo de corte no es perpendicular al eje de trabajo, como es en la Figura 2.2 el ángulo entre estas dos direcciones se llama ángulo de inclinación (i). El ángulo de inclinación en la Figura 2.2 es de 0° . Cuando i no es cero, esto provoca que la viruta cambie su dirección de flujo a través del filo de la herramienta más allá del visto en la Figura 2.2.

2. Fresado (*milling*)

A esta operación de mecanizado se le dedicará el siguiente apartado para tener un conocimiento más detallado de esta operación.

3. Taladrado (*drilling*)

Una broca Figura 2.4 es una herramienta compleja de corte utilizada para hacer agujeros. La máquina herramienta asociada con esta operación es la taladradora (Figura 2.5). Existen dos filos de corte que producen virutas similares a aquellos que producen viruta en un torno y una membrana central que extruye el metal en el centro del agujero no eliminado por los filos de corte



Figura 2.4 Broca

En estos procesos, la medición de las fuerzas de corte tiene importantes aplicaciones tanto en la industria como en investigación. La estimación de la fuerza de corte permite obtener grandes beneficios:

- Supervisar el estado de la herramienta de corte. (*Tool wear*)
- Predecir el estado de la calidad superficial de la pieza maquinada
- Establecer las propiedades de maquinabilidad de la pieza a trabajar
- Optimizar los parámetros de corte
- Estudiar la aparición de vibraciones
- Estudiar la formación de virutas
- Optimiza la forma de las herramientas de corte para mejorar el proceso

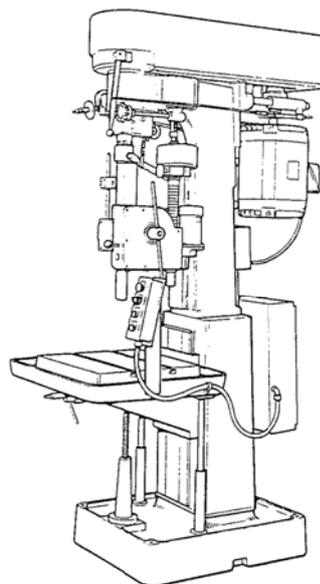


Figura 2.5 Taladradora

La estructura mecánica de las herramientas de corte debe soportar las fuerzas que actúen sobre ellas y sobre los dispositivos auxiliares sin ser deformados excesivamente, ya que la precisión de las piezas dependerá de ello. Es esencial para conseguir una vida útil de la herramienta el proteger las partes móviles contra el desgaste (*tool wear*). Para prevenir la rotura de la herramienta debido al exceso de la fuerza de corte, las propiedades mecánicas de la herramienta de corte deben ser conocidas. Es bien conocido que la apropiada selección de los materiales de la herramienta de corte, los parámetros de corte y la geometría de la herramienta es esencial para producir productos de alta calidad a bajo coste. Es por esto por lo que se han hecho muchos intentos por medio del estudio del proceso de corte para mejorar la calidad y para reducir los costes. Una considerable cantidad de estas investigaciones han sido dirigidas a la medición y predicción de las fuerzas de corte durante el mecanizado.

Se ha observado que los valores de la fuerza obtenidos mediante cálculos teóricos contienen errores comparados con las mediciones experimentales. Debido a la complejidad de la configuración de la herramienta y a las condiciones de corte y a factores, los cálculos teóricos de las fuerzas de corte presentan discordancias con los resultados experimentales por tanto la medida experimental de las fuerzas de corte es la principal vía para abordar el estudio de los procesos de eliminación de material. La necesidad de medir todas las componentes de la fuerza de corte surge a partir de varios factores, pero probablemente el más importante es la necesidad de relacionarla con el progreso del estado de la herramienta de corte. El conocimiento de la fuerza de mecanizado es de gran importancia tanto para la implementación de técnicas de control adaptativas como para el monitoreo del estado de la herramienta de corte tal como desgaste, rotura del filo de corte, etc. El estado de la herramienta tiene influencia directa sobre la generación de calor, la calidad de la superficie mecanizada y la exactitud de las dimensiones de la pieza de trabajo. La fuerza de corte desarrollada durante el mecanizado puede ser estimada por métodos indirectos mediante la medición de la potencia consumida o en forma directa a través de la utilización de una célula de carga o

dinamómetro. En general estos últimos se basan en la deformación elástica de los materiales para determinar el valor de fuerzas aplicada en una o varias direcciones. Si podemos obtener esto, será posible monitorizar el estado de la herramienta en función de las variaciones de las fuerzas.

2.3 Fresadora

La fresadora es una máquina-herramienta de especial interés en las industrias de mecanizado ya que con ella se realizan gran variedad de trabajos que comprenden desde un simple planeado hasta el tallado de fresas, escariadores, machos de roscar, levas, etc.

En ella el movimiento principal o de corte lo lleva la herramienta, denominada fresa, y es de rotación. El movimiento de avance longitudinal y transversal lo lleva la pieza y es rectilíneo. El movimiento de avances vertical lo puede llevar la pieza o la herramienta, dependiendo de que la fresadora sea de ménsula o de bancada, y también es rectilíneo.

Antes de comenzar con la descripción de la fresadora, recordemos, que la forma de orientar los ejes ligados a los posibles movimientos de la herramienta (norma UNE-71.018) en lo referente a dicha máquina, se realiza del siguiente modo:

1. El eje Z se dispone paralelo al husillo que lleva el movimiento de corte de la maquina y su sentido positivo, será aquel que aumente la distancia entre la pieza y la herramienta.
2. El eje X será paralelo a la superficie de fijación de la pieza, de tal forma, que si el eje Z es horizontal, el desplazamiento positivo del eje X será hacia la derecha, observando la máquina desde la zona de accionamiento del husillo principal hacia la pieza. Si el eje Z es vertical, el desplazamiento del eje X será positivo si va hacia la derecha, cuando se observa la máquina herramienta desde el husillo principal hacia la columna de la maquina.

2.3.1. Clasificación de las fresadoras

Para no hacer muy extensa la clasificación, nos vamos a centrar en la realización de la misma, en tres puntos concretos:

- En función de los movimientos.
- Por la posición del eje principal.
- En función de los trabajos que realicen.

Dependiendo de quien lleve el movimiento de avance vertical, se puede hacer una clasificación en dos grandes grupos:

- Fresadoras de ménsula o consola Figura 2.6.
- Fresadoras de bancada Figura 2.7.

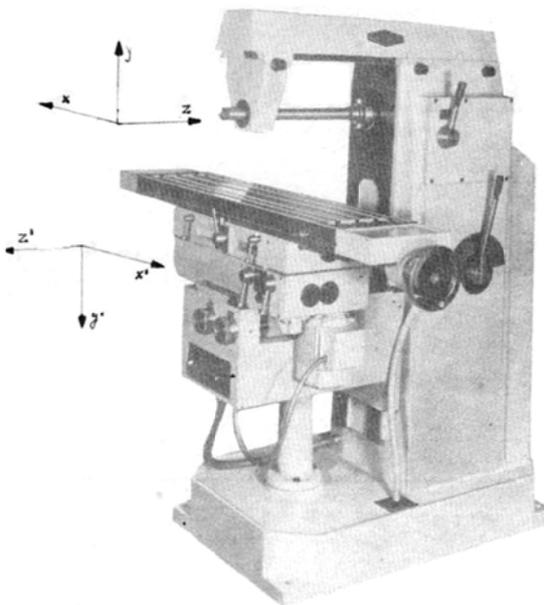


Figura 2.6 Fresadora de ménsula

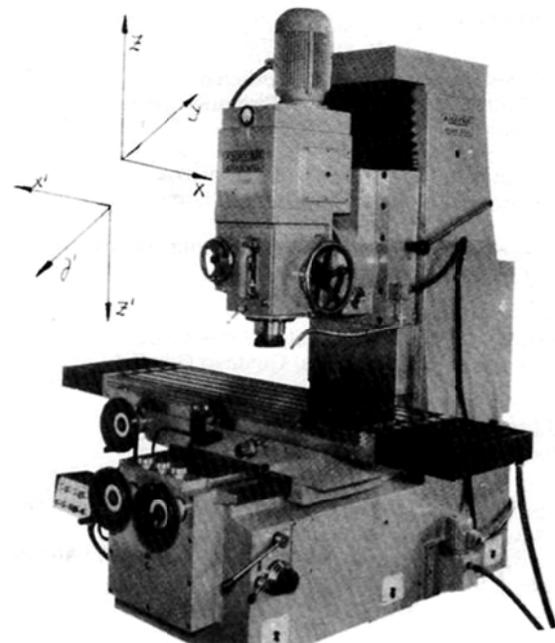


Figura 2.7 Fresadora de bancada

La diferencia que existe entre ambos grupos, es que en el primero de ellos, el movimiento de avance vertical se consigue a través de la ménsula y por tanto lo lleva la pieza, mientras que en el segundo, se consigue a través del cabezal de la maquina y por tanto de la herramienta.

Dependiendo de la posición del eje principal, podemos hacer la siguiente clasificación:

- Fresadoras de eje horizontal.
- Fresadoras de eje vertical.
- Fresadoras mixtas, en las que el eje puede adoptar ambas posiciones.

De forma análoga dependiendo de la variedad de trabajos que puedan realizar, se puede hacer la siguiente clasificación:

- Fresadoras especiales, que son aquellas que están concebidas para una serie de trabajos concretos
- Fresadoras universales, aquellas en las que se pueden realizar todos los trabajos concernientes a dicha maquina

2.3.2. Componentes de una fresadora

Los distintos componentes de la fresadora, al igual que los de otras maquinas-herramientas se encuentran perfectamente designados, evitando con ello la confusión de nombres personales, de forma, función, etc. Su terminología especificada en la norma UNE-15.611, de la que se presenta el siguiente extracto según la Figura 2.8.

1. Base
2. Cuerpo
3. Guías para la ménsula o consola
4. Guías del puente

5. Puente
6. Soporte para el eje portafresas
7. Eje portafresas
8. Ranuras para la sujeción de las piezas y para recoger el lubricante
9. Mesa
10. Topes de recorrido de mesa
11. Placa giratoria
12. Carro transversal
13. Ménsula o consola
14. Tornillo de bloqueo de la ménsula
15. Husillo para el desplazamiento de la mesa

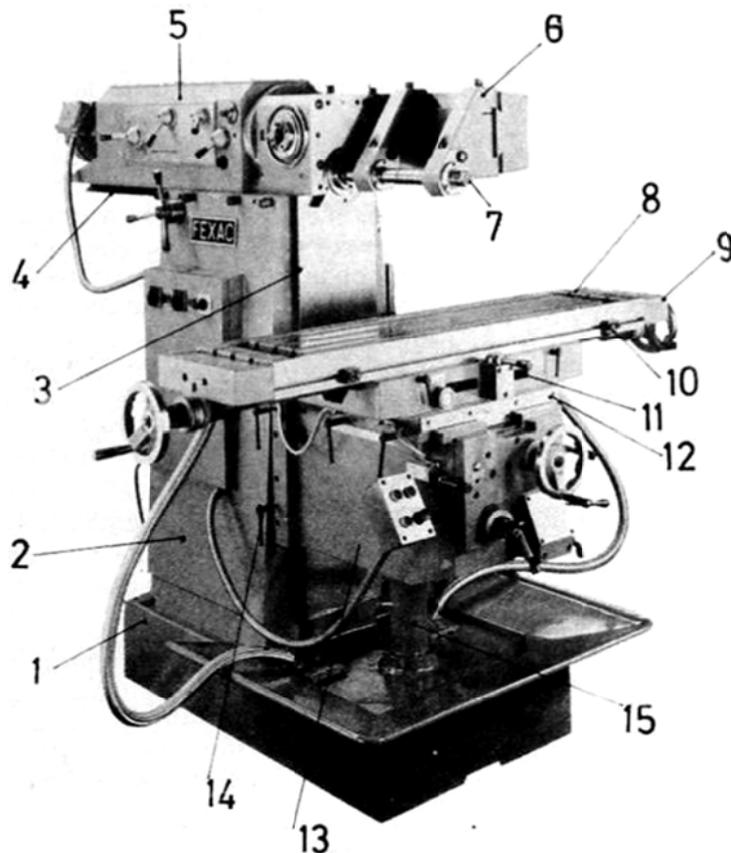


Figura 2.8 Partes de una fresadora universal

Las partes fundamentales de la fresadora horizontal las podemos resumir en los siguientes apartados:

- Cuerpo
- Carros
- Puente
- Cadena cinemática

Cuerpo

El cuerpo es una caja de fundición aleada y estabilizada que tiene como misión dar rigidez a la máquina, para lo que lleva unas fuertes nervaduras en su interior; a la vez, sirve de sostén y medio de enlace de los mecanismos necesarios para conseguir las distintas velocidades del eje principal, el cual, normalmente se encuentra alojado en la parte superior del cuerpo Figura 2.6.

El eje principal (1), Figura 2.9, generalmente es de acero al Cr-Ni, cementado, templado y rectificado. Con el fin de facilitar la sujeción, centrado y extracción de las fresas dicho eje es hueco, con una conicidad interior en su parte anterior y con un tirante extractor en su parte posterior (2). En dicho eje, se acopla el eje portafresas (3), el cual tiene un chavetero longitudinal (4) en el que se acopla una chaveta por medio de la que se impide el giro de la fresa sobre el eje.

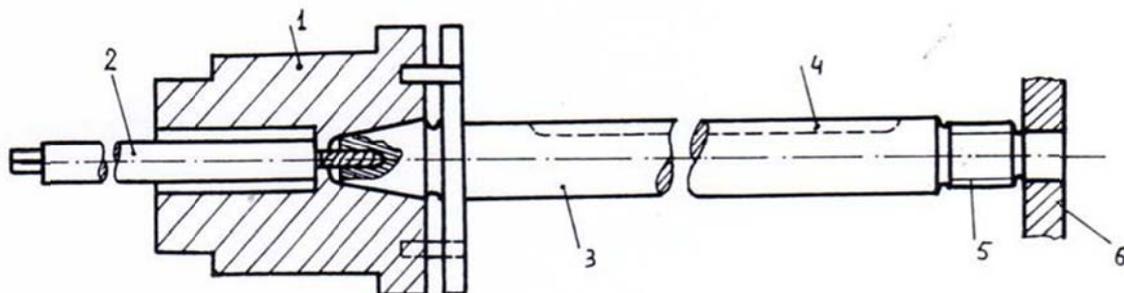


Figura 2.9 Eje principal o husillo

La unión entre el eje principal y el eje portafresas se puede ver en la Figura 2.9. La posición de la fresa sobre el eje portafresas se gradúa por medio de unos casquillos, que se aprietan contra la fresa por medio de una tuerca que ajusta sobre la parte roscada (5) del eje portafresas. Dicho eje se apoya en el puente por medio de unos soportes (6).

El cuerpo en su parte anterior, lleva unas robustas guías sobre las que se desliza la ménsula y en su parte superior, otras guías sobre las que se desliza el puente.

El cuerpo se fija al suelo y a través de la tornillería por medio de la base. Dicha base suele ser hueca y además de la misión anterior, suele servir de depósito del refrigerante.

Carros

Hemos dicho anteriormente que en la fresadora de ménsula los movimientos de avance y penetración los llevaba la pieza, mientras que el movimiento de corte lo lleva la herramienta. Pues bien, los movimientos de la pieza se consiguen a través de los carros de la fresadora, siendo estos los siguientes:

- Carro vertical, ménsula o consola
- Carro transversal
- Carro longitudinal

Carro vertical, ménsula o consola

La ménsula (2) Figura 2.10 es una caja de fundición perfectamente estabilizada y con la suficiente rigidez como para que no se produzcan vibraciones durante el fresado. En su parte interior están alojados los mecanismos necesarios para conseguir el movimiento de los diferentes carros.

En la parte superior dispone de unas guías (3) perfectamente rectificadas, sobre las que desliza el carro transversal.

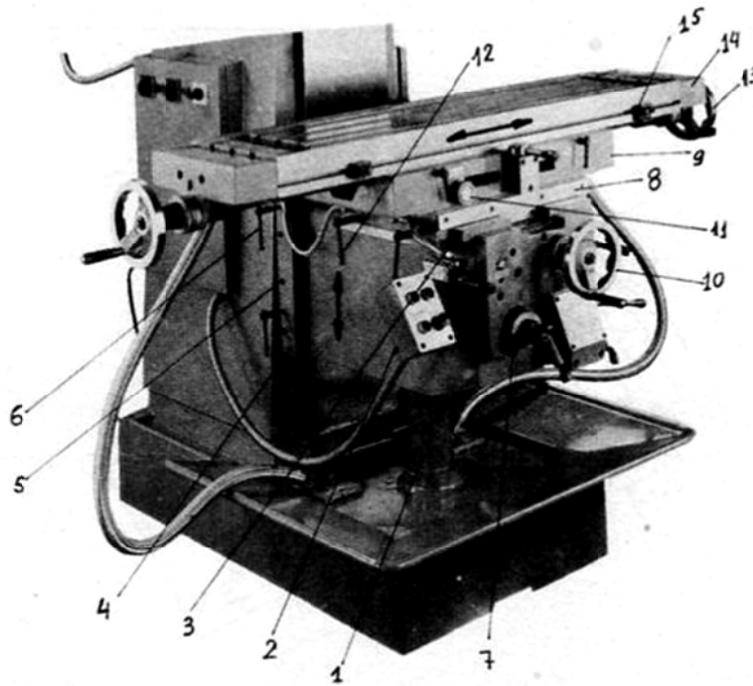


Figura 2.10 Carro vertical, ménsula o consola

En la parte posterior, dispone de unas guías por medio de las cuales se fija la ménsula al cuerpo de la fresadora. El perfecto ajuste de la ménsula al cuerpo se logra a través de los tornillos (5), y con objeto de evitar al máximo las vibraciones en el mecanizado, la ménsula se fija al cuerpo por medio de los tornillos (6).

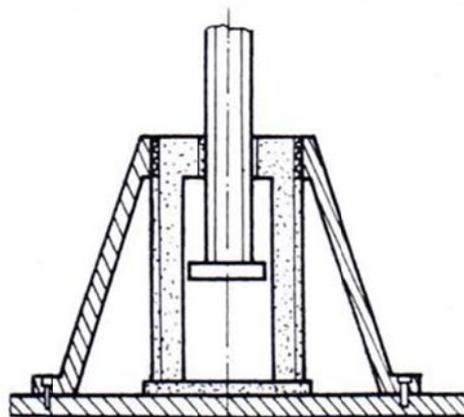


Figura 2.11 Husillo telescópico

El movimiento de la ménsula puede ser manual o automático y se consigue por medio de un husillo telescópico Figura 2.11 que ajusta con una tuerza atornillada a la base de la máquina.

Carro transversal

El carro transversal corresponde al número 8 de la Figura 2.10 es de fundición aleada, perfectamente estabilizada. En la parte inferior lleva unas guías en dirección del eje de la fresadora, que ajustan a las guías (3) de la ménsula. En la parte lateral izquierda, lleva dos tornillos (12) que sirven para fijar el carro cuando este no trabaja, de este modo se evitan al máximo las vibraciones. En la parte lateral derecha lleva unos topes, análogos a los (15) de la mesa, con el fin de controlar el recorrido del carro transversal

En la parte superior lleva unas ranuras en forma de T invertida, que sirven para fijar al carro transversal y mediante tornillería, la pieza (9). En dicha pieza y fija a ella, se encuentra una rueda dentada helicoidal que se acciona mediante un tornillo sin fin y el limbo graduado (11). Dicho conjunto actúa como un divisor angular, mediante el que se consigue inclinar la mesa hasta un ángulo máximo que suele ser de $\pm 45^\circ$.

La pieza (9) en su parte superior lleva unas guías por la que se desliza la mesa (14).

El carro transversal consigue su movimiento, bien de forma manual mediante la manivela (10), o bien de forma automática mediante la cadena cinemática que llega al extremo del tornillo de la manivela (10). Dicho tornillo ajusta a una tuerca fija al carro transversal, convirtiéndose dicho giro en el desplazamiento del carro.

Carro longitudinal

La mesa (14) Figura 2.10 lleva en su parte inferior unas guías en forma de cola de milano, que ajustan con las guías de la pieza (9). En su parte superior lleva unas ranuras en forma de T invertida, que sirven para fijar los medios de unión de las piezas y a la vez para recoger el refrigerante vertido sobre la herramienta. En la parte anterior dispone de los topes (15) para graduar el recorrido de la mesa y de unos tornillos para la fijación de la misma cuando no trabaja.

El movimiento lo recibe de la caja de avances por medio del piñón (1) Figura 2.12 el cual lo transmite al piñón (2) y (3) locos sobre el tornillo (5). Los piñones anteriores transmiten el movimiento al embrague (4), el cual se fija al tornillo (5) por medio de una lengüeta. El tornillo (5) presenta un chavetero a lo largo de toda su longitud y ajusta a las tuercas (6) que están fijas a la pieza (9). De este modo al girar el tornillo, éste se desplaza, y con él se consigue el desplazamiento de la mesa.

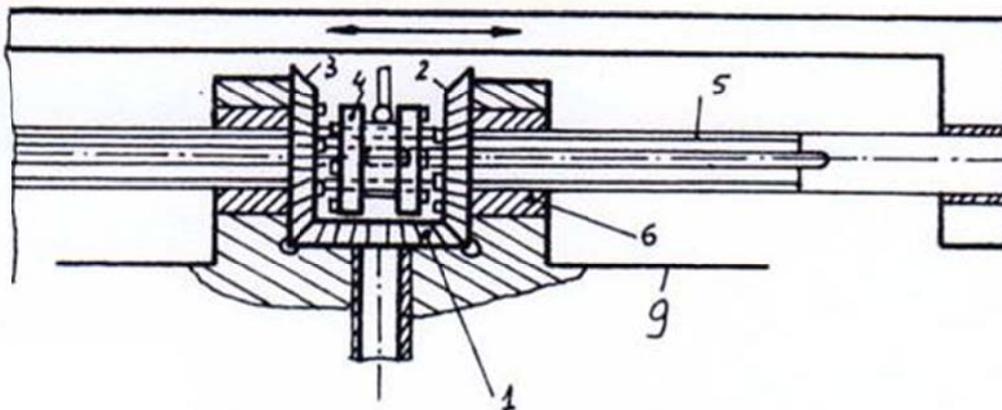


Figura 2.12 Caja de avances

Puente

En las fresadoras en las que el eje principal se encuentra en el cuerpo de las mismas, el puente tiene por misión servir de apoyo al eje portafresas, Figura 2.13 superior.

Dicha fresadora vemos que está provista de un cabezal para poderla convertir en vertical, lo que la hace todavía más universal.

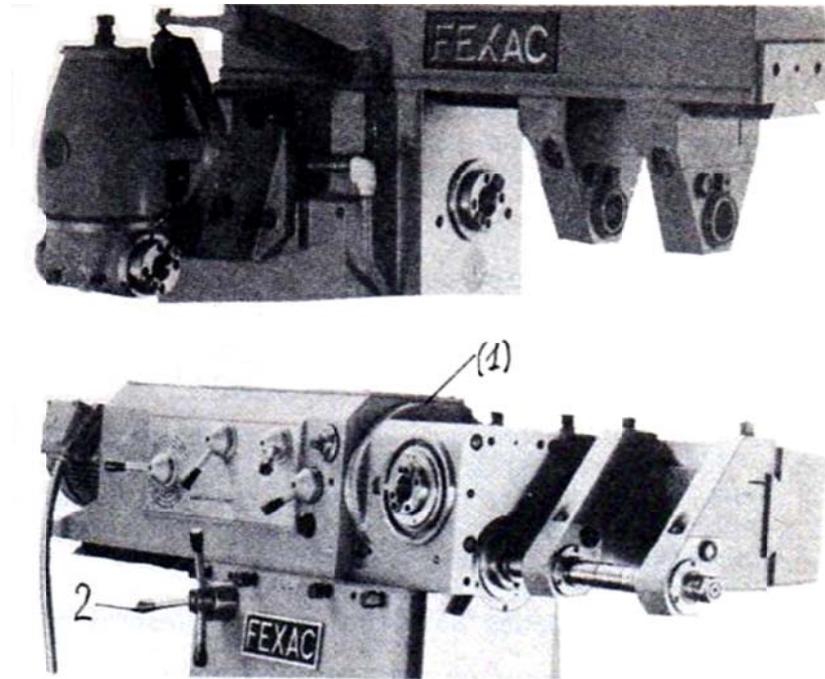


Figura 2.13 Puentes

En otras fresadoras como la de la Figura 2.13 inferior, el puente, además de tener la misión anterior, contiene el eje principal y la caja de velocidades dotada de motor propio. Además en dicho puente está alojado el accesorio que la convierte en vertical con el simple giro de la pletina (1); pudiendo ocupar cualquier posición intermedia, lo que la hace apta para trabajar en superficies inclinadas. El movimiento del puente se consigue por medio de la manivela (2), en cuyo eje tiene un piñón que engrana con una cremallera.

En todas las fresadoras de puente, cuando se quiere ganar robustez, con el fin de evitar al máximo las vibraciones o efectuar trabajos de mayor potencia, dicho puente se une a la ménsula por medio de riostras y la ménsula se fija a la base a través de las columnas.

2.3.3. Cadena cinemática de una fresadora

En la Figura 2.14 se representa un esquema posible de la cadena cinemática de una fresadora. Este esquema será muy parecido en los demás modelos de fresadoras.

En ella, el movimiento parte del motor, en cuyo eje se encuentra montada la polea de diámetro (d_1) con ranuras trapezoidales, ésta transmite, por medio de correas, el movimiento a la polea de diámetro (d_2) y con ello al eje I. De este eje, por una parte, el movimiento se transmite por medio de la caja de velocidades al eje principal de la maquina (eje V), por otro lado y a través de la caja de avances, hacia los carros.

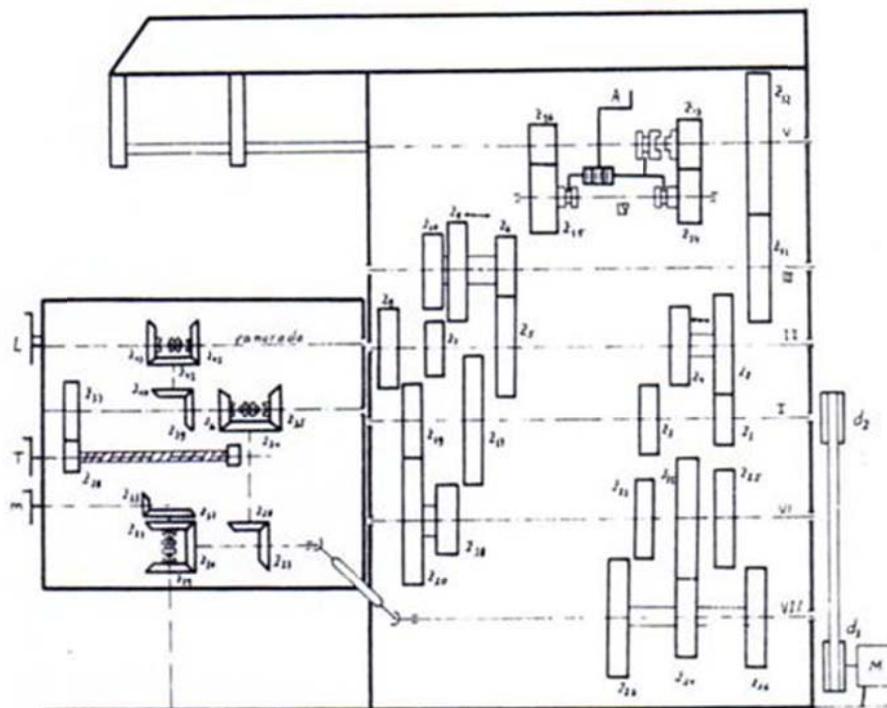


Figura 2.14 Esquema cadena cinemática

La variedad en la construcción de la cadena cinemática es muy grande, dependiendo fundamentalmente del constructor y de la misión de la maquina.

Así en el caso expuesto, el movimiento parte del eje I hacia la caja de velocidades por medio de las ruedas dentadas Z_1 y Z_3 ; del mismo eje, parte el movimiento hacia la caja de avances por medio de las ruedas dentadas Z_{17} y Z_{19} estando dicha caja en el cuerpo de la maquina En otras maquinas, el movimiento llega hasta el eje principal y de este se transmite hacia la caja de avances; dicha caja también puede encontrarse situada en la ménsula, recibiendo el movimiento de un motor conjunto para la caja de velocidades y para la mencionada caja, o teniendo un motor independiente para cada una de ellas.

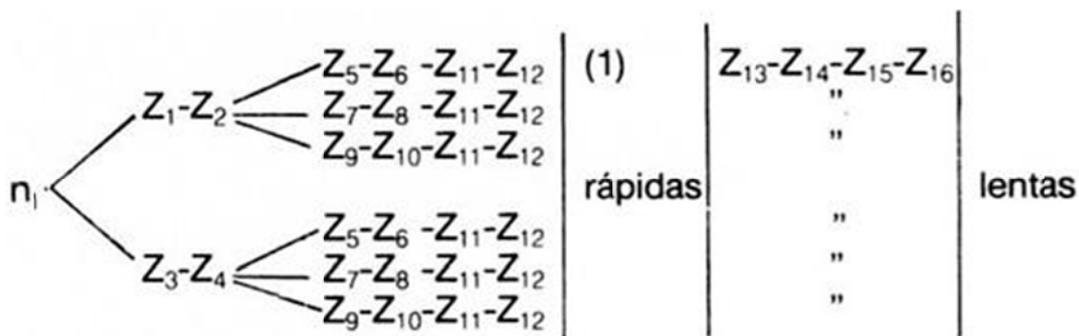
De forma general, en la cadena cinemática nos encontramos con los siguientes mecanismos:

- Caja de velocidades
- Caja de avances
- Mecanismo de avance de los carros

Caja de velocidades

Tiene por misión conseguir distintas velocidades de rotación de eje principal de la maquina, lo que dará lugar a la obtención de distintas velocidades de corte, mediante las cuales, podremos conseguir el mecanizado de diferentes materiales, con diferentes secciones de viruta y con diferentes materiales y geometría de la herramienta.

La caja de velocidades de la figura 2.16 presenta el siguiente esquema:



Como vemos se pueden conseguir 6 velocidades lentas para trabajos de desbaste y otras 6 rápidas, para trabajos de afinado. Para conseguir las velocidades lentas se acciona la palanca A, en cuyo extremo lleva un piñón que engrana con la cremallera que desengrana las ruedas Z_{14} y Z_{15} y embraga la rueda Z_{13} al eje principal.

Para el cálculo de las velocidades de rotación del eje principal, al igual que en cualquier otra cadena cinemática, se cumplirá. La velocidad de rotación del eje de salida, es igual a la velocidad de rotación del eje de entrada por el producto de los números de dientes de las ruedas conductoras, dividido por el producto de los números de dientes de las ruedas conducidas.

Así por ejemplo para la posición (1)

$$n^1 = \frac{n_I \cdot Z_1 \cdot Z_5 \cdot Z_{11}}{Z_2 \cdot Z_6 \cdot Z_{12}} \quad (2.1)$$

Y la velocidad de corte correspondiente será:

$$V = \frac{n \cdot D \cdot n_1}{1000} \quad \text{m/min} \quad (2.2)$$

en la que:

D = diámetro de la fresa en mm.

n_1 = número de r.p.m. del eje portafresas.

Caja de avances

Como se ha dicho anteriormente, la caja en estudio puede estar colocada en el cuerpo de la máquina o en la ménsula de la misma. A la vez, dicha caja puede recibir el movimiento de un motor propio, o del mismo motor que comunica el movimiento a la caja de velocidades.

Cualquiera que sea el diseño de la caja de avances, ésta tiene la misión de conseguir distintas velocidades en los carros, mediante los cuales podremos diseñar mecanizados sobre diferentes materiales y con diversas herramientas de corte.

Cuando el movimiento de los carros tenga su origen en el cuerpo de la máquina, la transmisión del movimiento desde el cuerpo hacia la ménsula, suele hacerse por medio de dos juntas cardan y un árbol telescópico, Figura 2.14. Para evitar los inconvenientes de dicho mecanismo algunos fabricantes prefieren el empleo de un árbol vertical ranurado y dos pares de engranajes cónicos, Figura 2.15.

El inversor de los movimientos de los carros pueden ser individual, es decir, cada carro tiene su propio inversor Figura 2.14, o bien, que existía un inversor general en la caja de avances que sirva para todos los carros Figura 2.15.

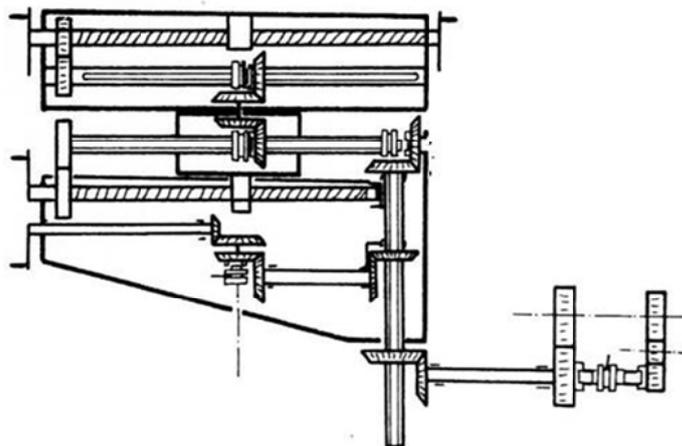


Figura 2.15 Caja de avances

Además, las fresadoras modernas suelen llevar un motor independiente, que tiene por misión conseguir avances rápidos en los carros con el fin de reducir al máximo los tiempos muertos de las maniobras de acercamiento o retroceso de la herramienta.

Mecanismo de avance de los carros

En la Figura 2.16 se representa un posible esquema de los mecanismos, mediante los cuales se consigue dotar a los carros de movimiento. En él, el movimiento procedente del cuerpo de la fresadora, llega a la rueda Z_1 por medio de un árbol telescópico y de las juntas cardan correspondientes.

De la rueda Z_1 y a través de la rueda Z_2 , pasa el movimiento a la rueda Z_{11} , que se encuentra en el eje IV y al que se puede fijar mediante el embrague E_1 , consiguiendo de este modo el desplazamiento vertical de la ménsula.

Por otro lado, de la rueda Z_2 el movimiento pasa al tornillo sin fin Z_3 , que engrana con la rueda Z_4 para así conseguir el movimiento del eje I.

En el eje I se encuentra la rueda Z_5 que engrana con la rueda Z_6 , ésta se encuentra loca sobre el tornillo del carro transversal y a él se puede fijar mediante el embrague E_2 , consiguiendo de este modo el giro del tornillo II, el cual ajusta la tuerca (1) que esta fija al carro transversal, por lo que el giro del tornillo se transforma en el desplazamiento del carro. El eje I se encuentra ranurado a lo largo de toda su longitud, permitiendo de este modo el deslizamiento del par Z_7Z_8 cuando se encuentre trabajando el carro transversal. Mediante el par cónico Z_7Z_8 llevamos el movimiento al par Z_9Z_{10} . La rueda Z_{10} se encuentra loca sobre el eje III, roscado y ranurado a lo largo de toda su longitud, de modo que se pueda fijar a él mediante el embrague E_3 , en cuyo caso conseguimos el giro del tornillo III, que al ajustar en la tuerca (2) fija a la placa giratoria, provoca el movimiento de la mesa.

En todos los movimientos de los carros se cumplirá que:

$$a_m = a_z \cdot Z \cdot n_e = n_h \cdot P_h \quad (2.3)$$

2.3.4. Fresas

La fresa es una herramienta multifilo, que puede considerarse formada por un cuerpo de revolución, en el que se han insertado, de forma radial o axial, herramientas simples de geometría similar a las herramientas del torno Figura 2.17.

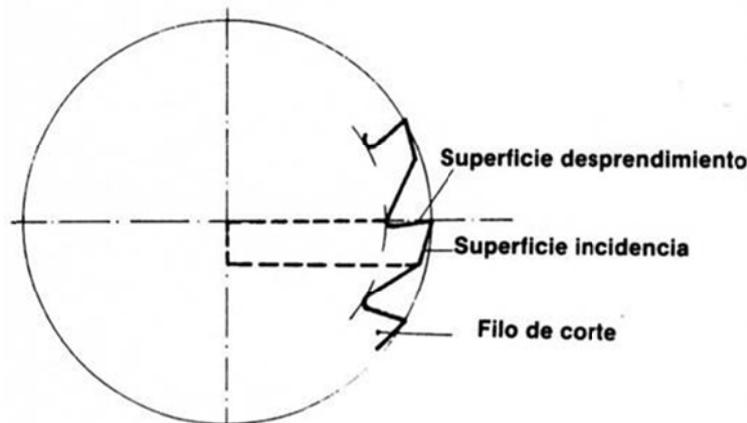


Figura 2.17 Fresa

La operación de fresado se consigue animando a la fresa de un movimiento de rotación, que da lugar al movimiento de corte, y a la pieza de un movimiento de avance rectilíneo, que presenta la sección a acortar ante la fresa después de haber dado una penetración mediante la herramienta o pieza, dependiendo de que la fresadora sea de bancada o de consola.

La geometría de los dientes se puede dividir en:

- Dientes tangenciales o periféricos, que son aquellos en los que el filo de corte se dispone sobre las generatrices del cuerpo de revolución
- Dientes frontales, que son aquellos cuyos filos de corte se disponen en las bases del cuerpo de revolución.

Existen muchos tipos de fresas, debido a la gran variedad de trabajos que en la fresadora pueden realizarse, además, muchas de las características son comunes a diferentes fresas, por lo que siempre resulta difícil hacer una

distinción de las mismas. Una clasificación bastante general es la que se expone a continuación:

Atendiendo a su material:

- Aceros aleados
- Aceros rápidos
- Aceros extrarrápidos
- Carburos metálicos
- Cerámicas
- Diamante

Atendiendo a la forma del diente:

- Fresados
- Destalonados
- Postizos

Atendiendo a la hélice:

- Rectas
- Izquierda
- Derecha

Por el sentido de giro:

- Izquierda
- Derecha

Por su forma:

- Cilíndricas
- Disco
- Cónicas
- Bicónicas
- En T

- De forma

Por el número de cortes:

- Un corte
- Dos cortes
- Tres cortes

Por el sistema de fijación:

- Agujero:
 - o Sobre eje
 - o Sobre mando cónico
- Mango:
 - o Cónico
 - o Cilíndrico
 - o Roscado

Fresas de dientes fresados

Se llaman así porque se obtienen fundamentalmente por fresado, técnica mediante la que se puede obtener cualquier forma de las fresas. Normalmente se tallan tres tipos de diente: Fortalecido, normal y curvado, cuya geometría se representa en la Figura 2.18.

Estas fresas se afilan por la cara de incidencia, por lo que el perfil del diente, así como la altura del mismo y el diámetro de la fresa se ven modificados en el afilado.

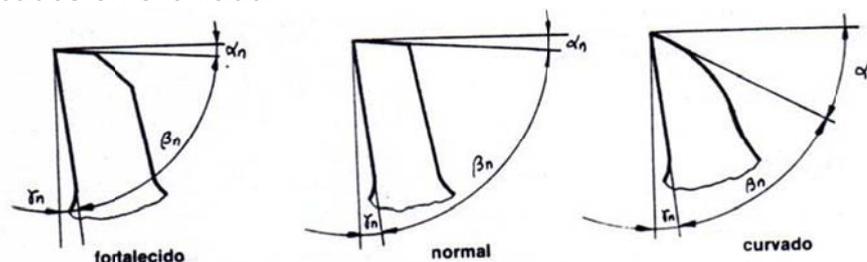


Figura 2.18 Fresa de dientes fresados

Fresas de diente destalonado

Existen trabajos de forma en fresado en los que se hacen necesario reproducir la forma de la fresa, de modo que el perfil tallado permanezca constante, incluso después de varios afilados de la fresa. Dentro de estos trabajos se encuentran todos los de forma, hallándose incluidos el tallado de ruedas dentadas a través de fresas modulo y fresas madre.

Existen dos tipos de destalonado el recto y el curvo. El destalonado recto Figura 2.19 presenta el inconveniente de que a medida que se afila la fresa el ángulo de incidencia va disminuyendo. El destalonado curvo presenta una superficie de incidencia formada por una espiral logarítmica Figura 2.20, que tiene la propiedad de que la tangente en cualquier punto de la curva forma un ángulo constante con su radio vector, por lo que en los planos normales al eje de la fresa, el ángulo de incidencia permanece constante. Sin embargo tiene el inconveniente de que dicho ángulo varia a lo largo del perfil del diente.

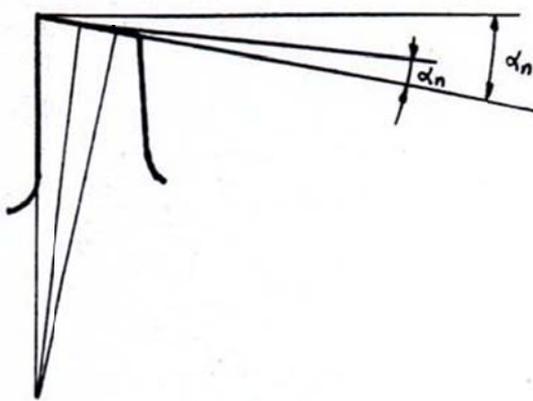


Figura 2.19 Destalonado recto

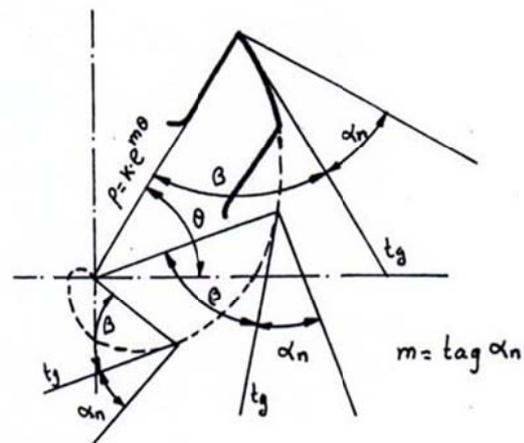


Figura 2.20 Destalonado curvo

Fresas de dientes postizos

Cuando la fresa es de grandes dimensiones resulta antieconómico fabricarlas del mismo material que el filo de corte. En estos casos se recurre a fabricar el núcleo de un material tenaz que soporte los esfuerzos y los dientes

en forma de plaquitas del material de corte deseado. Las plaquitas se fijan al núcleo mediante soldadura o mediante fijación mecánica, siendo el último procedimiento el más empleado, ya que normalmente es más económico usar y tirar, que afilar.

En la figura 2.21 se representa una fresa de disco de este tipo.



Figura 2.21 Fresa de dientes postizos

Fresas helicoidales

Las fresas de diente recto Figura 2.22 tienen el inconveniente de que tanto la entrada a mecanizar como la salida se efectúa de forma brusca, lo que da lugar a choques y vibraciones y consecuentemente a un mal acabado.

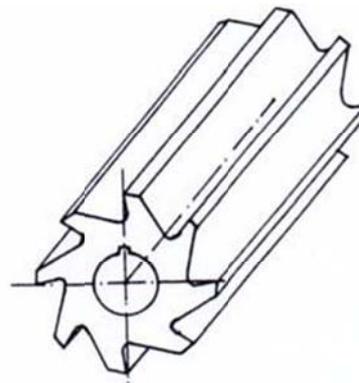


Figura 2.22 Fresa helicoidal

Para salvar los inconvenientes anteriores, se fabrican los dientes de forma helicoidal Figura 2.23, lo que produce un mecanizado progresivo. Sin embargo, estas fresas producen esfuerzos axiales, por lo que en el montaje

hay que tener cuidado para que su sentido de giro dirija dichos esfuerzos hacia el soporte de la máquina.

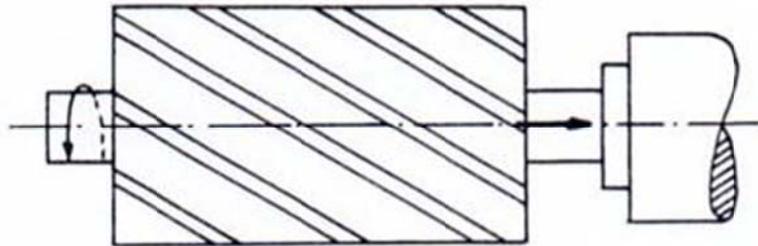


Figura 2.23 Fresa helicoidal

Para ver el sentido de la hélice se utiliza el mismo criterio que en las roscas y para ver el sentido de giro, se mira la fresa desde el lado del accionamiento y si el giro es en sentido horario, es a derechas, y si es en sentido antihorario, es a izquierdas. En las fresas cilíndricas el sentido de giro y de la hélice son generalmente opuestos.

Para evitar los esfuerzos axiales se fabrican fresas acopladas, que constan de dos fresas con ángulos de hélice iguales y de sentido contrario, Figura 2.24.

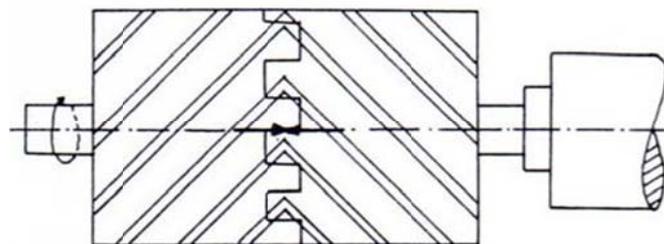


Figura 2.24 Fresa helicoidal

Para trabajos de desbaste utilizan fresas de pequeño número de dientes, con el fin de obtener el espacio necesario para almacenar las virutas y con un ángulo de hélice pequeño para no crear grandes esfuerzos axiales.

Para trabajos de acabado se utilizan fresas de un gran número de dientes con un ángulo de hélice medio para materiales duros, y fresas de

pequeño número de dientes con un ángulo de hélice elevado para materiales blandos.

Las fresas también podemos diferenciarlas por su forma:

Fresas cilíndricas

Como su nombre indica son aquellas que tienen forma de cilindro, pudiéndose utilizar para una gran variedad de trabajos. Así tenemos:

- Las fresas cilíndricas de planear, que pueden ser de dentado recto Figura 2.25 o helicoidal Figura 2.26 y se utilizan para obtener superficies planas en fresadoras de gran producción.

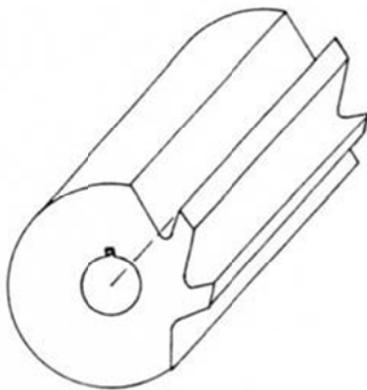


Figura 2.25 Fresa cilíndrica dentado recto



Figura 2.26 Fresa cilíndrica helicoidal

- Las fresas de gran producción, Figura 2.27, cuyos dientes están provistos de una serie de muescas rompevirutas que tienen la misión de fragmentar la viruta con el fin de facilitar su evacuación, y así poder aumentar la velocidad de corte, el avance y la profundidad de pasada.

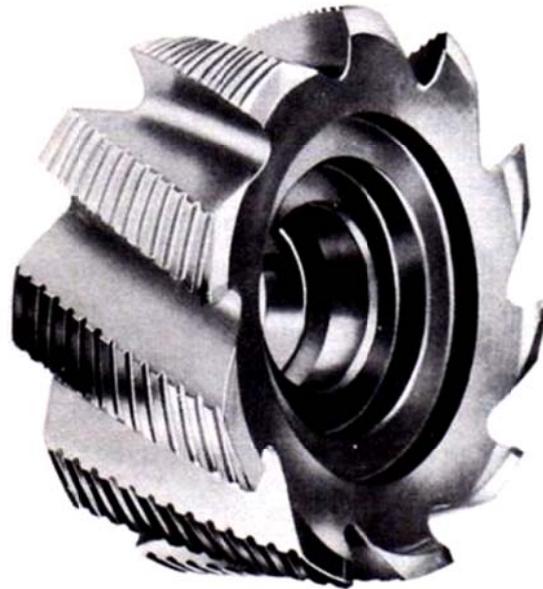


Figura 2.27 Fresa cilíndrica de gran producción

- Las fresas frontales, Figura 2.28, que tienen sus dientes dispuestos de forma radial y axial, utilizándose fundamentalmente para la obtención de ranuras, agujeros, chavetas y cavidades donde no se pueden utilizar las fresas de disco para ranurar.

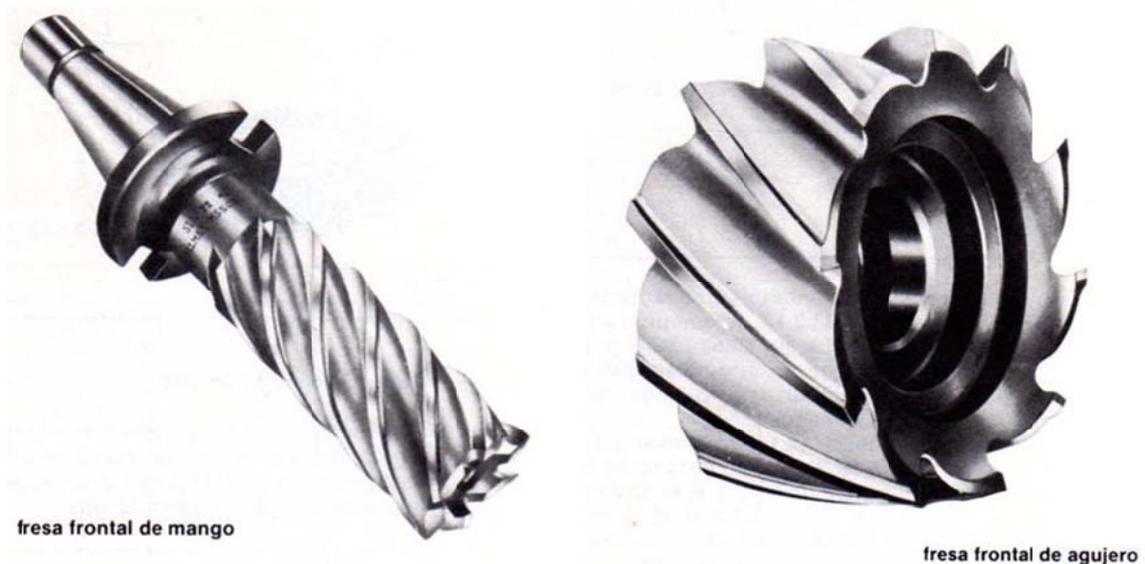


Figura 2.28 Fresas cilíndricas frontales

Fresas de disco

En realidad son fresas cilíndricas en las que su longitud es relativamente pequeña comparada con su diámetro. Se utilizan para la obtención de ranuras.

Dentro de ellas cabe distinguir las fresas de un solo corte que disponen de dientes únicamente en la periferia por lo que el acabado superficial de las caras laterales de la ranura, no es bueno, a la vez que se genera gran cantidad de calor por el rozamiento de la fresa contra dichas caras.

Las fresas de dos cortes disponen de dientes en la periferia y en una de sus caras frontales, y se emplean fundamentalmente para la obtención de escalones laterales.

Las fresas de tres cortes disponen de dientes en la periferia y en sus caras frontales evitando los problemas que aparecían en las fresas de un solo corte.

Fresas cónicas

Son las que tienen forma de cono disponiendo de dientes en su cara frontal y en sus generatrices. Se usan fundamentalmente para el mecanizado de guías en forma de cola de milano, ruedas trinquete y ranuras inclinadas.

Ruedas bicónicas

Tienen sus caras en forma de triángulo se utilizan para tallar ranuras en V; en fresas, escariadores, etc.

Fresas de forma

Son todas aquellas de dientes destalonados y dentro de las mismas se encuentran las fresas madre para el tallado de ruedas dentadas por generación; las fresas modulo utilizadas también para el tallado de ruedas dentadas; las fresas de roscar para el tallado de roscas, las fresas de ranurar los machos de roscar y las brocas, así como todas aquellas fresas utilizadas para construir formas especiales.

En cuanto a los tipos de fresado se puede decir que dependiendo de la posición del eje de la fresa respecto de la superficie a mecanizar, el fresado se puede clasificar en tres grandes grupos.

- Fresado cilíndrico, periférico o tangencial.
- Fresado frontal
- Fresado mixto de los dos anteriores

La diferencia esencial entre el fresado cilíndrico y el frontal, estriba en que en el primero, el eje de la fresa permanece paralelo a la superficie a mecanizar, mientras que en el segundo, el eje de la fresa es perpendicular a la mencionada superficie.

A su vez si nos fijamos en la cicloide alargada descrita por los filos de corte de la fresa, Figura 2.29, tanto en el fresado frontal como en el periférico se puede hacer otra división en tres grandes grupos:

- Fresado en oposición
- Fresado en concordancia
- Fresado mixto

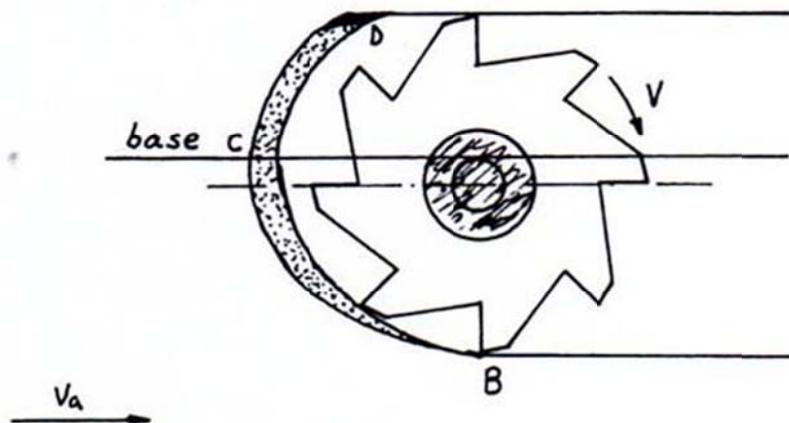


Figura 2.29 Fresado frontal

En dicha curva, se observa que en el mecanizado de la cicloide entre los puntos B y C, el movimiento de corte y el movimiento de avance tienen sentidos opuestos, diciéndose entonces que el mecanizado se realiza en oposición. En el mecanizado de la parte CD el movimiento de avance y el de corte tienen el mismo sentido, diciéndose que el mecanizado se realiza en concordancia.

Para adquirir un mejor conocimiento de cada uno de los tipos de mecanizado, que nos ayude a seleccionar aquel más idóneo para cada aplicación, a continuación se va a hacer un estudio de las características de cada uno de ellos.

Fresado cilíndrico tangencial o periférico

En este fresado trabajan únicamente los dientes periféricos. En él las superficies obtenidas no son perfectamente planas, sino que presentan unas ondulaciones grandes que corresponden al avance por vuelta de la fresa, y son debidas a los inevitables descentramientos entre el eje de la fresa y el eje portafresas. Además dentro de dichas ondulaciones aparecen otras más pequeñas que son las correspondientes al avance por diente.

El acabado superficial será tanto mejor cuanto mayor sea el diámetro de la fresa y menor el avance por diente.

Fresado frontal

En este tipo de fresado trabajan los dientes periféricos y los frontales, aunque estos últimos solo afinan. Otra diferencia con respecto al fresado tangencial radica en que en este caso el espesor de la viruta permanece prácticamente constante, Figura 2.30.

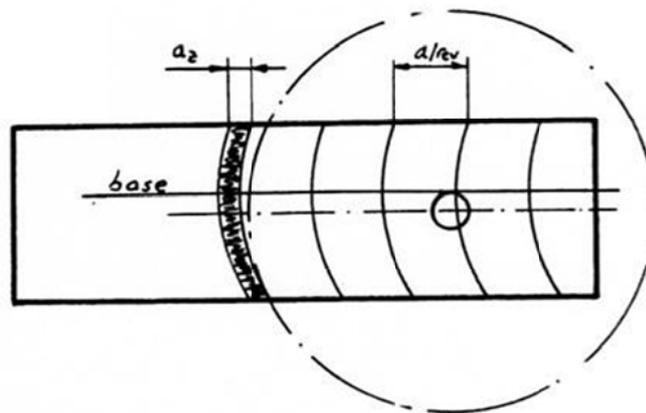


Figura 2.30 Fresado frontal

El acabado superficial es mejor que en el caso anterior, pues aquí no aparecen las ondulaciones debidas a la forma de la fresa. Por otra parte como siempre hay un diente de mayor longitud que el resto, y además se le da a la fresa una inclinación hacia adelante para evitar el rozamiento de los dientes cuando no cortan, ello hace que el acabado superficial tome la forma de la figura anterior y que depende únicamente del avance por vuelta.

Fresado en oposición

La principal ventaja de este procedimiento radica en que el espesor de la viruta va creciendo, a medida que gira la fresa y avanza la pieza, tal como se puede ver en la Figura 2.29. Consecuentemente los esfuerzos de corte varían del mismo modo.

En contra de esta ventaja presenta los siguientes inconvenientes: 1) Al comenzar el contacto el filo de corte con la pieza, como la sección de la viruta es pequeña, el filo no llega a cortar, dando lugar a un rozamiento que desgasta los dientes y los calienta. Además dicho rozamiento produce un martilleo sobre la pieza, endureciendo el material para sucesivas pasadas. 2) La dirección de los esfuerzos de corte tienden a arrancar la pieza de sus apoyos.

Mecanizado en concordancia

Evita los problemas del mecanizado en oposición, sin embargo aparecen mayores vibraciones por la entrada brusca del diente, este tiende a trepar sobre la pieza flexionando el eje portafresas y arrastrando la pieza consigo. Además presenta un peor acabado superficial.

Por todos estos motivos este fresado únicamente se puede emplear para desbastes en fresadoras muy robustas y carentes de juego [Pelaez J., 1991].

Capítulo 3

Análisis de las Máquinas Herramienta

3.1. Introducción

Durante el mecanizado, la acción del corte se puede convertir fácilmente en una fuente de vibraciones no deseada. Dentro de la máquina-herramienta ciertas fuentes adicionales de vibración se extienden desde la acción de las juntas de los servomotores hasta el acoplamiento de los engranajes en el cabezal y al movimiento de las bolas de acero a través de las trayectorias y los canales de retorno de los husillos de bola. Cada uno de estos movimientos repetitivos genera una perturbación de diferente magnitud sobre la escala de frecuencias. Por eso la construcción de la máquina y su geometría juegan una parte muy importante al impedir que la energía creada en los procesos de corte afecte de forma negativa a la precisión, al acabado superficial y a la vida de la máquina.

Para simular el comportamiento de una máquina herramienta se requeriría de numerosas masas, resortes, amortiguadores viscosos, y elementos friccionantes, sin embargo, nosotros representaremos la máquina-herramienta mediante un sistema masa resorte con amortiguación viscosa y con un solo grado de libertad de movimiento para facilitar el estudio

Así pues en este capítulo daremos un repaso inicial a la forma de construir las máquinas-herramienta ahondando más adelante en las vibraciones que se generen en ellas.

3.2. Construcción de la máquina-herramienta

El papel de la estructura de la máquina es ofrecer rigidez, precisión, estabilidad térmica, buena amortiguación, el volumen adecuado de la pieza y facilidad de acceso para el operario. Por eso vamos a prestar especial atención al material con el que construimos la estructura, su rigidez y su amortiguación.

3.2.1. Materiales para la estructura

Hoy en día se utilizan gran variedad de materiales para la estructura en la fabricación de máquinas-herramienta. Hay que medir la compatibilidad de estos materiales en términos de coste, rigidez, amortiguación, expansión térmica, estabilidad a largo plazo y conductividad térmica.

Los materiales para estructuras de máquinas-herramienta se pueden reducir en tres grupos básicos: fundición gris, hormigones polímeros y soldaduras (llenas o vacías). Aunque se emplean otros materiales, particularmente en las máquinas-herramienta de ultra-precisión, su coste puede resultar prohibitivo, excepto para unos pocos clientes privilegiados.

- Fundición Gris

La fundición gris es desde hace tiempo un material conocido para las estructuras de las máquinas-herramienta. Proporciona una buena rigidez y una amortiguación moderada. Se consigue rápidamente y posee una buena maquinabilidad. La fundición gris se ha empleado para la mayoría de las fundiciones para máquinas-herramienta y está disponible en una amplia serie de grados, desde la clase 20 a la 60. La clase representa la resistencia a la tracción del material en $[\text{Kg}/\text{mm}^2]$. La fundición gris de la clase 20 a la 35, se caracteriza por su excelente maquinabilidad, alta amortiguación, módulos bajos de elasticidad (parecido a la rigidez) y son fáciles de convertir en pieza fundida.

Las clases de la 40 a la 60, por otro lado, tienen menos amortiguación, más rigidez y son más difíciles de convertir en piezas fundidas para máquinas.

Dependiendo del tamaño de la máquina y de la importancia de la estructura en la máquina se recomienda a los usuarios que busquen al menos la clase 40 (y preferiblemente la 50) dado que la mayoría de la amortiguación proporcionada por la máquina-herramienta no es directamente una función de las propiedades de amortiguación de los mismos materiales de su estructura.

Cuanto mayor es la clase de la fundición más alto es el módulo de Young y por tanto la deformación será más pequeña porque la E se encuentra en el denominador de la ecuación:

$$\delta_{axial} = \frac{F \cdot L}{A \cdot E} \quad (3.1)$$

donde F es la carga de tracción aplicada, L es la longitud de la viga, A es el área transversal y E es el módulo de elasticidad.

Algo parecido ocurre en la torsión, aunque en ese caso se aplica el módulo cortante G en vez de E.

Aparte de todo esto las cifras relativas a la fundición deben tomarse con considerable precaución, ya que el módulo de Young depende de la carga aplicada y también del grado de la fundición. Por ejemplo a tensión nula, para una fundición con carga de rotura a la tracción de 1.550 Kg/cm², el modulo presenta un valor aproximado de 1,05 x 10⁶ kg/cm², mientras que para una fundición con una carga de rotura a la tracción de 4000 kg/cm² el modulo tendrá un valor aproximado de 1,47 x 10⁶ kg/cm². Para la fundición de menor grado el módulo decrecerá aproximadamente 5,6 x 10⁴ kg/cm² por cada 155 Kg/cm² aplicados, mientras que para una fundición de mayor grado la disminución será tan sólo de 2,1 x10⁴ kg/cm².

Aparte de la clase de fundición empleada, también son importantes las características de la pieza de fundición. El espesor de la pared, el número y tipo de las nervaduras en la pieza fundida, y la sección transversal afectan a la rigidez total. La diferencia en las deformaciones es producto de las diferencias en el momento de inercia y peso de cada tipo de estructura. Para obtener la máxima rigidez y la deformación mínima, la masa debe estar tan lejos como sea posible de la línea central de la flexión. Este mismo principio se aplica a otros elementos de la estructura como los carros de fundición, donde una mesa se apoya completamente sobre un carro en voladizo.

- **Hormigones polímeros**

El hormigón polímero se emplea en la industria de la máquina-herramienta con una frecuencia cada vez mayor. Su popularidad viene del hecho de que proporciona propiedades superiores de amortiguación, unas diez veces más que las de fundición.

Propiedad del material	Fundición gris clase 50	Hormigón Polímero
Módulo de elasticidad E (Kg/mm ²)	12.600	4.200 (33%)
Resistencia a la Tracción (Kg/mm ²)	35	2,5 (7%)
Resistencia a la Compresión (Kg/mm ²)	105	13 (12%)
Densidad (gr/cm ³)	7.2	2,3 (33%)
Amortiguación	Favorable	Excelente
Maquinabilidad	Moderada	Baja

Tabla 3.1 Propiedades Fundición clase 50 y Hormigón Polímero

De la Tabla 3.1 podemos sacar en claro que el hormigón polímero es inferior a la fundición. Aunque en algunos casos el hormigón polímero puede usarse junto con la fundición y así dar componentes para las estructuras de las máquinas con una amortiguación muy alta.

El hormigón polímero se lleva utilizando durante muchos años en las bancadas de los tornos y en bases de máquinas e instrumentos para conseguir fundaciones con una buena amortiguación. No se emplea para las columnas de las máquinas, las mesas u otros elementos de la estructura sujetos a altas cargas por flexión, particularmente en máquinas para altas cantidades de arranque del metal. Pero por otro lado el hormigón polímero se ha empleado con éxito en máquinas más pequeñas, en las que las fuerzas de corte son bajas, pero donde se necesitan movimientos de ejes y aceleraciones muy rápidos, un ejemplo de estas máquinas se encuentra en las que se usan para rectificar productos ópticos.

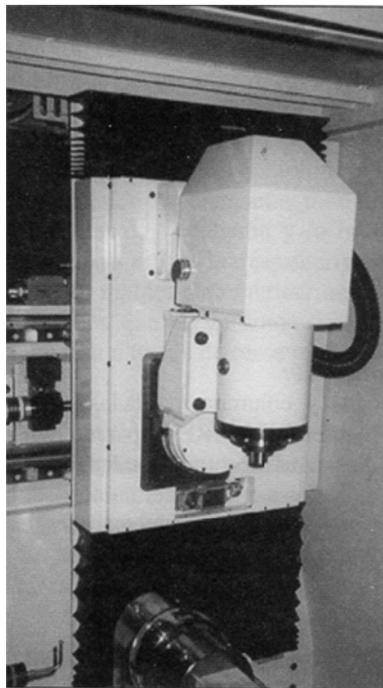


Figura 3.1 Máquina de pulir lentes MRF (posee amortiguación muy alta)

El hecho de que el hormigón polímero no sea fácil de mecanizar requiere que los insertos roscados y las placas de metal sean fundidos en el polímero para facilitar la unión de las estructuras guías y otros instrumentos durante la construcción de la máquina, y en consecuencia esto lleva un coste añadido.

- **Elementos soldados**

Los elementos soldados, chapas de acero soldadas entre sí y a menudo rellenas de arena, granalla, o a veces de hormigón polímero, se han usado en las estructuras de las máquinas-herramienta durante muchos años, ya que resulta más económicos para la fabricación de máquinas de baja producción.

Si estos elementos soldados no están rellenos presentan el inconveniente de que la estructura no es uniforme en sus propiedades, y es muy difícil de modelar y optimizar, debido a la presencia de las juntas al realizar la soldadura, siendo la amortiguación excepcionalmente baja. Además es difícil predecir el cambio de la forma de un elemento soldado cuando está sujeta a condiciones térmicas variables, lo que puede dar lugar a flexiones y torsiones distorsionando así la geometría de la máquina.

	Chapa de acero	Fundición	
E	$2,10 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$	$1,15 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$	Mód. De Young
G	$0,81 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$	$0,45 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$	Mód. De Rigidez
ρ	$7,78 \text{ gr/cm}^3$	$7,78 \text{ gr/cm}^3$	Densidad
r	0,25	0,29	Mód. De Poisson
α	$11 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$	$9 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$	Coef. De dilat.

Tabla 3.2 Propiedades Fundición y Chapa de Acero

A igualdad de peso una estructura de acero cabe que posea una rigidez doble a la de una estructura de fundición. Aunque en el caso de las soldaduras a tope, la soldadura sirve como un concentrador de tensiones, reduciendo la resistencia de fatiga total. El hecho de que las soldaduras puedan actuar de este modo disminuye su posible adaptabilidad a las máquinas-herramienta de altas prestaciones.

Es cuando las soldaduras se llenan, que las propiedades mejoran considerablemente, sobre todo con respecto a la amortiguación. Pero para obtener estos beneficios es necesario asegurarse que el relleno se adhiera a las paredes de la estructura, si no se arriesga a que la energía no se disipe bien.

3.2.2. Rigidez de la estructura

La rigidez estática, en unidades de [N/mm], mide la resistencia de un cuerpo a la deformación bajo una carga, siendo un ejemplo un muelle lineal. El comportamiento de un muelle lineal está representado por la ecuación $F=K \cdot X$, en la que F [N], es la fuerza aplicada, K es la constante de rigidez [N/mm], y X [mm] es la deformación del muelle.

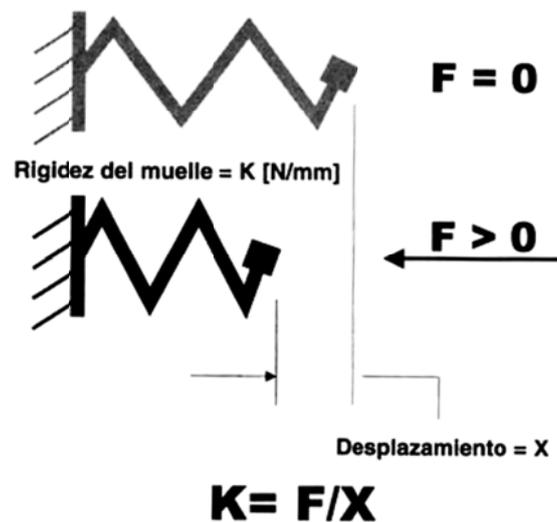


Figura 3.2 Muelle lineal

La rigidez afecta directamente a la precisión de la máquina y al alcance en que ésta puede aguantar altos valores de avance y aceleraciones, pero es demasiado difícil determinarla ya que la rigidez varía en cada eje (x , y , z) y puede estar influida por la posición del husillo en relación a la zona de trabajo. Una célula de carga medirá la fuerza que se necesita para mantener la posición, y la rigidez se deduce dividiendo la fuerza entre la deformación.

Cabe destacar que la rigidez de una máquina no está en relación únicamente con su tamaño. Los componentes empleados, el diseño global, el número de ejes y el desgaste repercuten fuertemente en la rigidez.

Como las cargas aplicadas a la máquina-herramienta se dan en varias frecuencias, la rigidez dinámica de la misma es también una medida importante para su rendimiento. La rigidez estructural de una máquina-herramienta se puede establecer como una función de la frecuencia de carga midiendo la deformación en cada eje bajo la presencia de una carga vibratoria. Además, las máquinas-herramienta no suelen experimentar fuerzas constantes y la rigidez de la máquina rara vez es lineal. Por ejemplo un husillo utilizado en mecanizado de alta velocidad, de 25.000 rpm con una herramienta de 4 cortes, genera fuerzas de corte variables, a una frecuencia de 1.666 Hz.

Se debe prestar especial atención a la rigidez dinámica en la frecuencia de resonancia más baja de la máquina ya que la frecuencia de resonancia es una frecuencia en la que la vibración no está adecuadamente amortiguada y afecta a control del sistema, al acabado superficial y a la precisión. A la hora de adquirir una máquina-herramienta, es más sencillo establecer comparaciones entre las diferentes marcas de máquinas que se basen en la rigidez estática que en la dinámica, el método usado puede repercutir significativamente en los resultados, mientras que los valores de rigidez estática son determinados de un modo más directo y fácil.

Como ejemplo las rectificadoras de profundidad (HEDG), también conocidas como rectificadoras superabrasivas, que usan muelas CBN llegan a alcanzar valores de rigidez de al menos 70.000 N/mm por eje.

3.2.3. Amortiguación de la estructura

La amortiguación, al igual que la rigidez, es un elemento fundamental en el mecanizado de altas prestaciones. La amortiguación es la capacidad de la máquina para absorber la vibración. Las máquinas con mayor amortiguación absorberán la mayor parte de la vibración provocada por la acción del corte u otras fuentes, tales como una herramienta o un portaherramientas descompensado. Las máquinas-herramienta con buena amortiguación dan

mejores acabados superficiales y aguantan mayores aceleraciones y valores de avance, porque se pueden usar algoritmos de control fuerte.

Es difícil medir y cuantificar la amortiguación. Cuando la máquina-herramienta empieza a mecanizar y a vibrar violentamente, el corte provoca una frecuencia natural en la máquina. La falta de amortiguación hace que la vibración se amplíe hasta el punto donde el funcionamiento correcto de la máquina se hace difícil. Una amortiguación adicional absorbería la energía vibratoria, reduciendo así sus efectos negativos. La Figura 3.3 muestra los efectos del aumento de amortiguación sobre la magnitud de vibración en un sistema dinámico de segundo orden. Los efectos mostrados son similares pero menos complejos que lo que sucede cuando una fresa entra en una pieza o, aún peor, cuando un husillo se rompe en pedazos contra la mesa de la máquina.

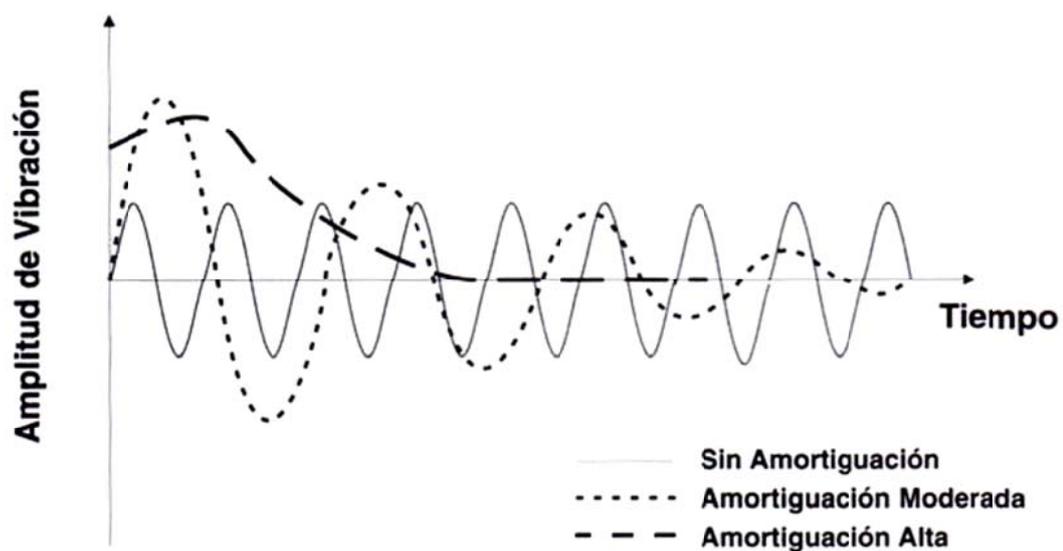


Figura 3.3 Amortiguación

Cabe reseñar que la mayor parte de la amortiguación de una máquina-herramienta no proviene de los mismos materiales, sino de las juntas entre los componentes y de las piezas menos rígidas de la estructura de una máquina, que la proporcionan por pandeo o deformación, absorbiendo de este modo la energía. Por lo tanto si queremos una máquina muy rígida nos disminuirá la

amortiguación absorbida y viceversa. Así pues a la hora de diseñar habrá que tener en cuenta los dos aspectos. Por ejemplo si utilizamos hormigón polímero y amortiguadores de masa acoplada podremos mejorar la capacidad de aplicar la amortiguación a la estructura de la máquina sin reducir la rigidez. Si la amortiguación aumenta, la amplitud de vibración se reducirá rápidamente [Arnone M., 2000].

3.3 Fuerzas de corte en mecanizado

A la hora de analizar una máquina-herramienta además de saber cómo está construida se debe saber que pasa cuando se está mecanizando y cuáles son las fuerzas que están actuando.

El mecanizado es un proceso de arranque de viruta, en el cuál un borde o filo, deforma cierta parte del material hasta separarlo de la pieza, a esto, lo llamamos viruta. La viruta se forma en un proceso de cizalladura localizado que se desarrolla en zonas muy pequeñas. Se trata de una deformación plástica, bajo condiciones de gran tensión y alta velocidad de deformación que se genera a partir de una región de compresión radial que se mueve por delante de la herramienta, cuando esta se desplaza por la pieza. La compresión genera dislocaciones que provocan endurecimiento hasta tal punto que el material puede fracturarse. Se forma grandes esfuerzos en la capa del material que se convertirá en viruta de manera que se acerca el material al límite de fluencia y luego al límite último del material para así desprender esta pequeña cantidad de material en el tiempo deseado.

La acción de corte se lleva a cabo en el plano de corte, que es la línea imaginaria que se forma entre la viruta deformada y la no deformada. Este tiene un ángulo llamado “Ángulo del plano de corte”. A la derecha de este plano se encuentra la viruta deformada y a la izquierda se encuentra la no deformada. Para formar la viruta se requiere vencer a la fuerza de corte y la fuerza de fricción, causante de la compresión.

Existen dos métodos para estudiar las fuerzas de corte. El primero es el llamada corte ortogonal. Este consiste en un corte bidimensional en el cual el eje de corte es perpendicular a la dirección de movimiento relativo a la pieza a trabajar, y el eje de corte es más ancho que la viruta. Se puede observar en la Figura 3.4.

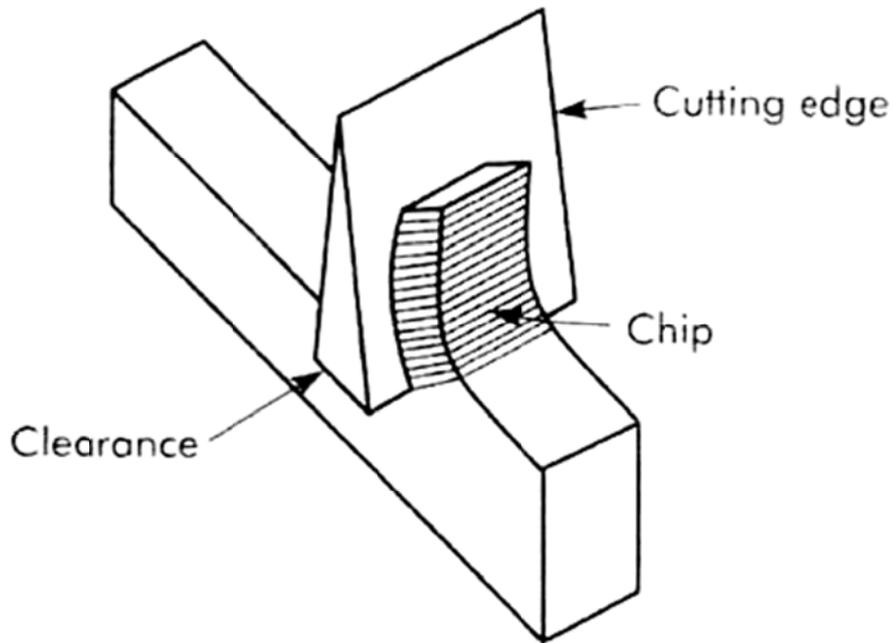


Figura 3.4 Corte ortogonal

Sin embargo el corte oblicuo se emplea se la dirección de corte no es perpendicular al eje de corte, Figura 3.5. Este es un corte tridimensional por lo que se requieren más ángulos para poder determinar la forma de la herramienta.

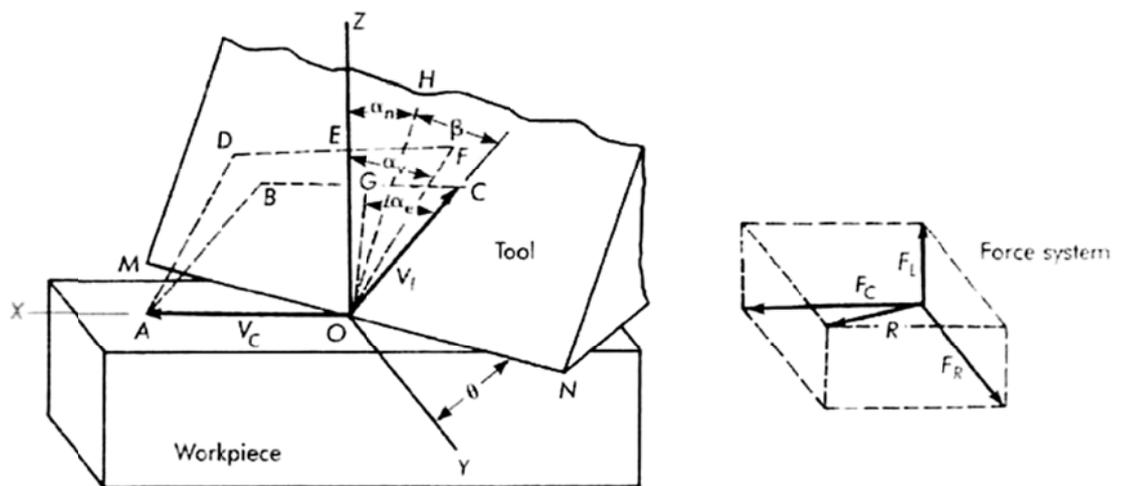


Figura 3.5 Corte oblicuo

En este proyecto será suficiente con repasar el primer método (corte ortogonal) debido a que estudian las fuerzas más importantes en el proceso, eliminado así, la compresión radial puesto que la magnitud es menor que el 6% de la fuerza total.

Las fuerzas que aparecen en el corte ortogonal pueden verse en la Figura 3.6 F_C y F_N son las fuerzas de corte y fuerza normal respectivamente. Estas componentes de la fuerza resultante R pueden medirse con un dinamómetro.

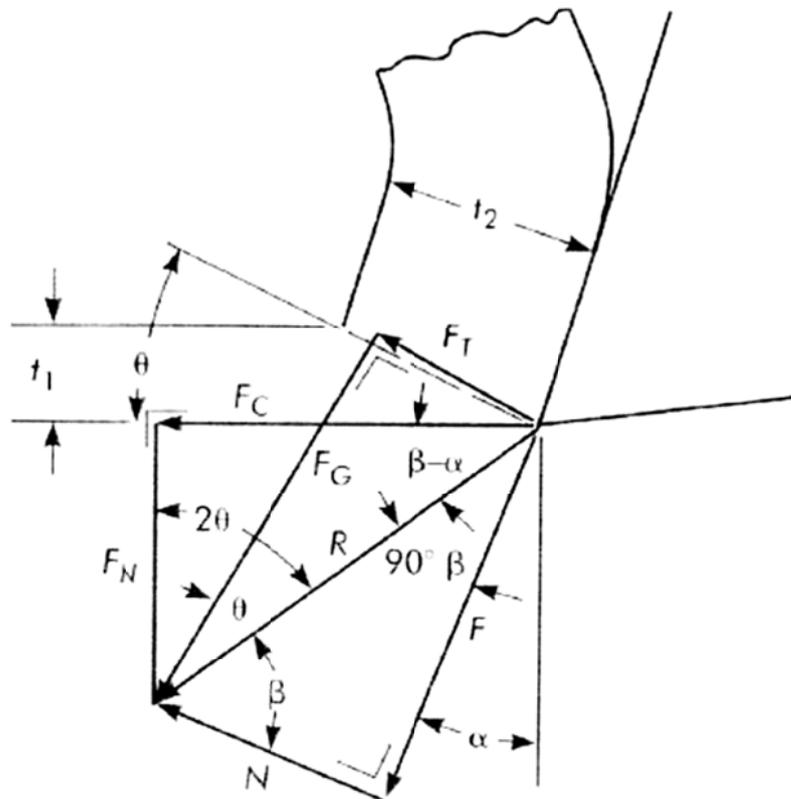


Figura 3.6 Fuerzas actuantes en el corte ortogonal

Por tanto,

dónde:

μ = Coeficiente de fricción

β = Ángulo de fricción

F = Fuerza requerida para vencer la fricción entre la viruta y el filo de la herramienta (kN)

F_N = Fuerza Normal (kN)

F_C = Fuerza de Corte (kN)

α = Rake Angle

F_T = Fuerza Tangencial (kN)

θ = Ángulo tangencial

F_T no puede calcularse a partir de las propiedades mecánicas del material de corte, ya que el ratio de deformaciones es mucho mayor que el encontrado en cualquier test. El ángulo tangencial debe ser determinado antes que la fuerza tangencial y el flujo de tensiones puede ser determinado a partir de F_C y F_N . Un método de aproximación del ángulo tangencial es por medio de la medida del espesor de la viruta. Los ángulos tangenciales óptimos ocurren cuando μ es cercano a 1,5;

$$r = \frac{t_1}{t_2} \quad (3.4)$$

Donde;

r = ratio de corte

t_1 = profundidad de corte (mm)

t_2 = espesor de la viruta (mm)

$$\tan \theta = \frac{r \cos \alpha}{1 - r \sin \alpha} \quad (3.5)$$

La fuerza tangencial puede ser determinada a partir de F_C y F_N a partir del sistema de fuerzas de la Figura 3.6.

La Figura 3.7 muestra la fuerza resultante que actúa en la herramienta de corte en un corte tridimensional, y las componentes de la fuerza resultante R que pueden ser medidas por medio de un dinamómetro:

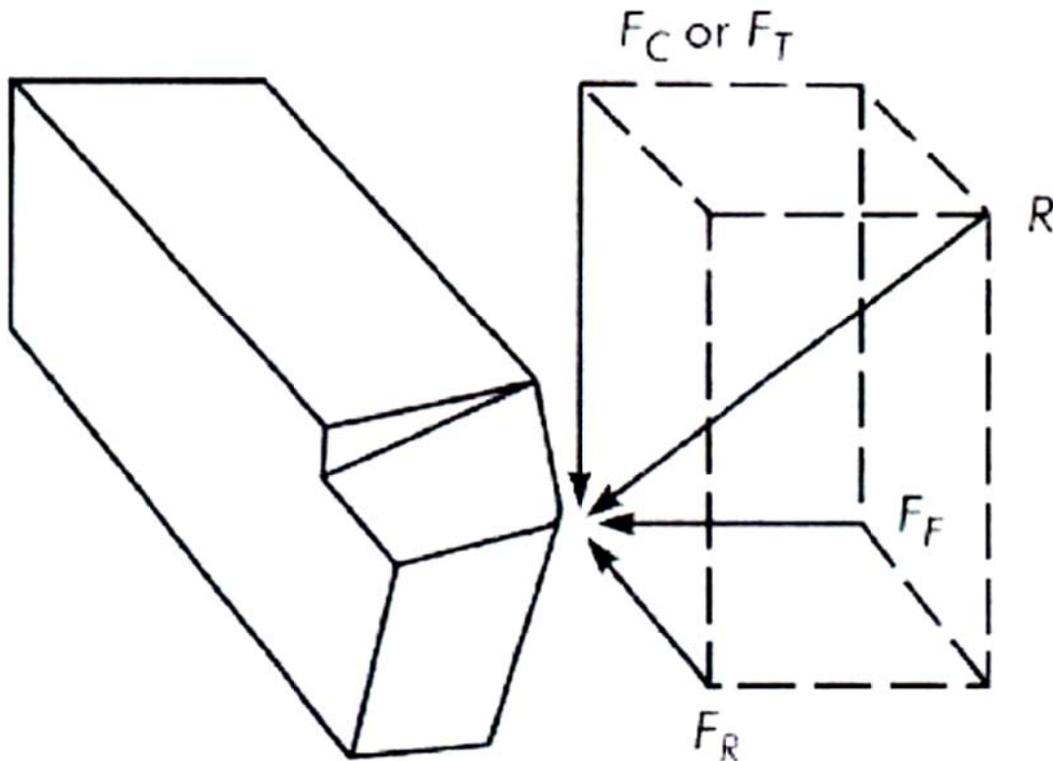


Figura 3.7 Componentes de la fuerza de corte actuando sobre la herramienta de corte

R = Fuerza resultante de corte (kN)

F_F = Fuerza de avance

F_C, F_T = Fuerza tangencial de corte (kN)

F_R = Fuerza radial (kN)

Una relación típica entre dichas fuerzas puede verse en la Figura 3.8.

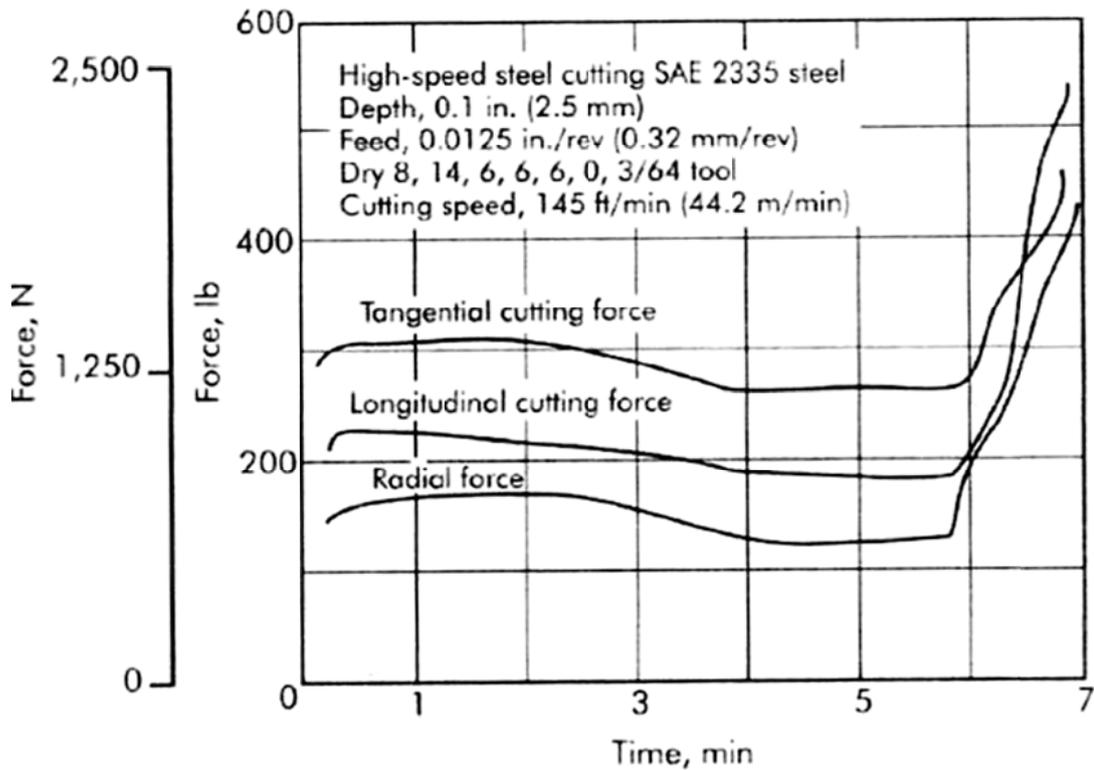


Figura 3.8 Componentes de la fuerza de corte frente a la vida de la herramienta

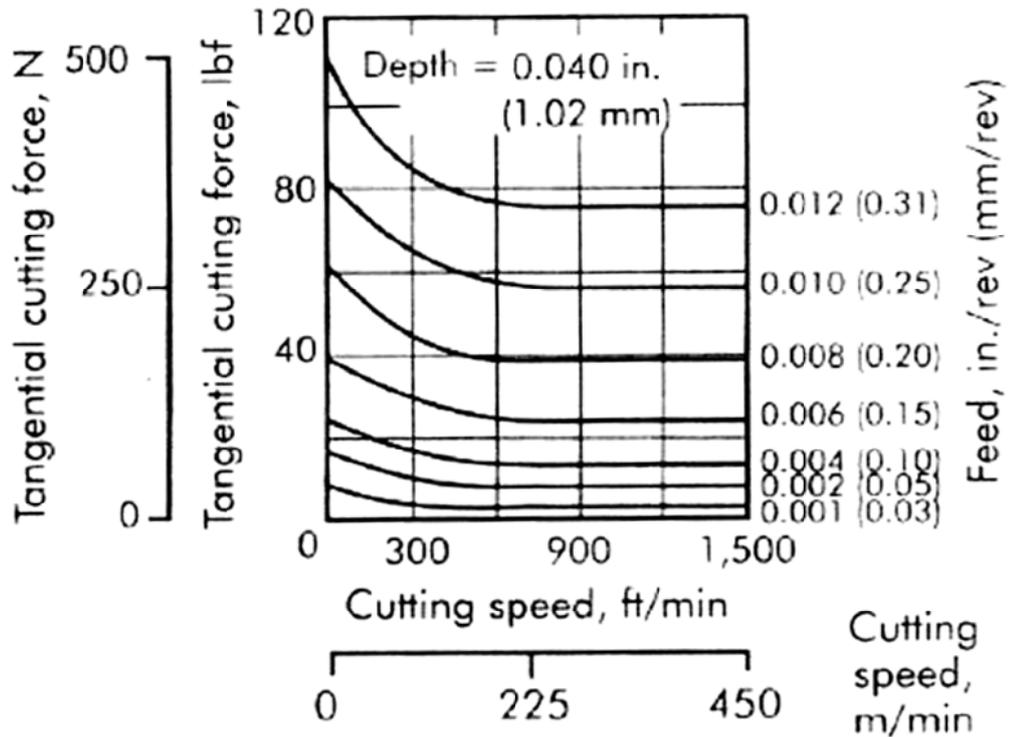


Figura 3.9 Efecto de la velocidad de corte en las fuerzas tangenciales

Aunque alguna variación en la fuerza tangencial con respecto a los cambios en la velocidad de corte puede ocurrir a bajas velocidades, la fuerza de corte puede considerarse independiente de la velocidad de corte dentro de los rangos de uso normal. El efecto del avance y la profundidad de corte en la fuerza de corte se ilustran en la Figura 3.9

La Ecuación 3.6 se obtiene a partir de la Figura 3.10:

Dónde:

F_t = Fuerza tangencial de corte (kN)

c = constante de proporcionalidad

f = avance (mm/rev)

d = profundidad de corte

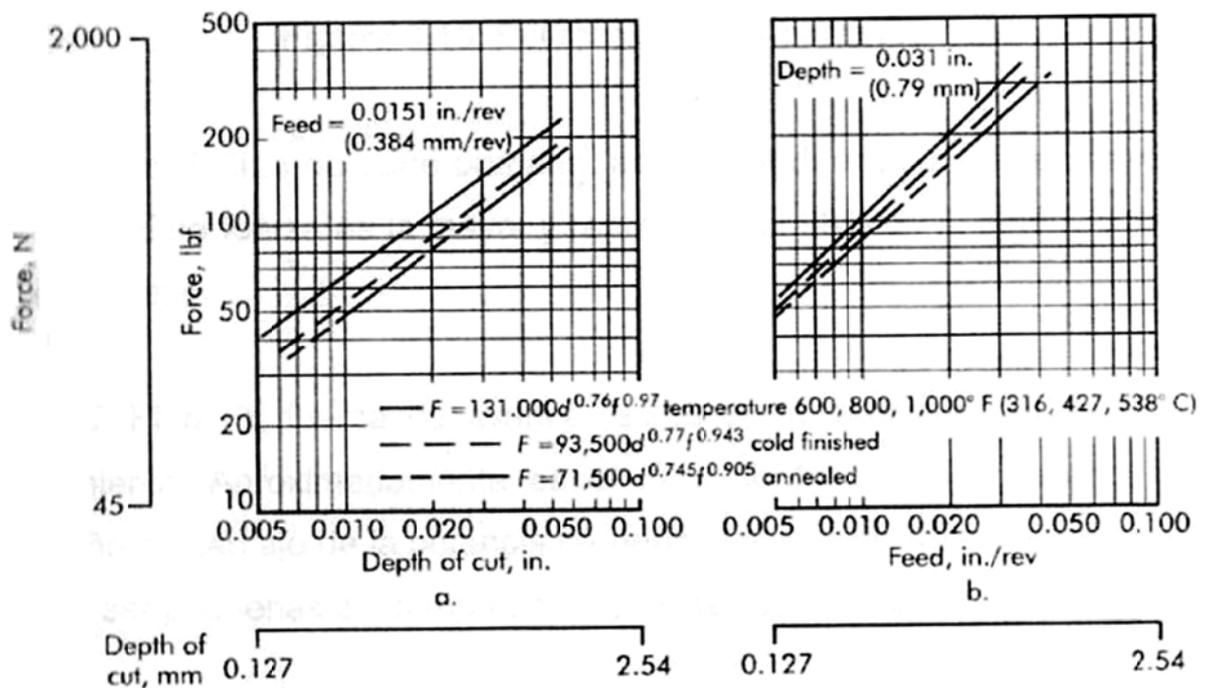


Figura 3.10 a) Fuerza de corte frente a profundidad de corte b) Fuerza de corte frente al avance

En la Figura 3.11 se puede ver más claramente las componentes de la fuerza de corte que actúan sobre la herramienta de corte en torneado:

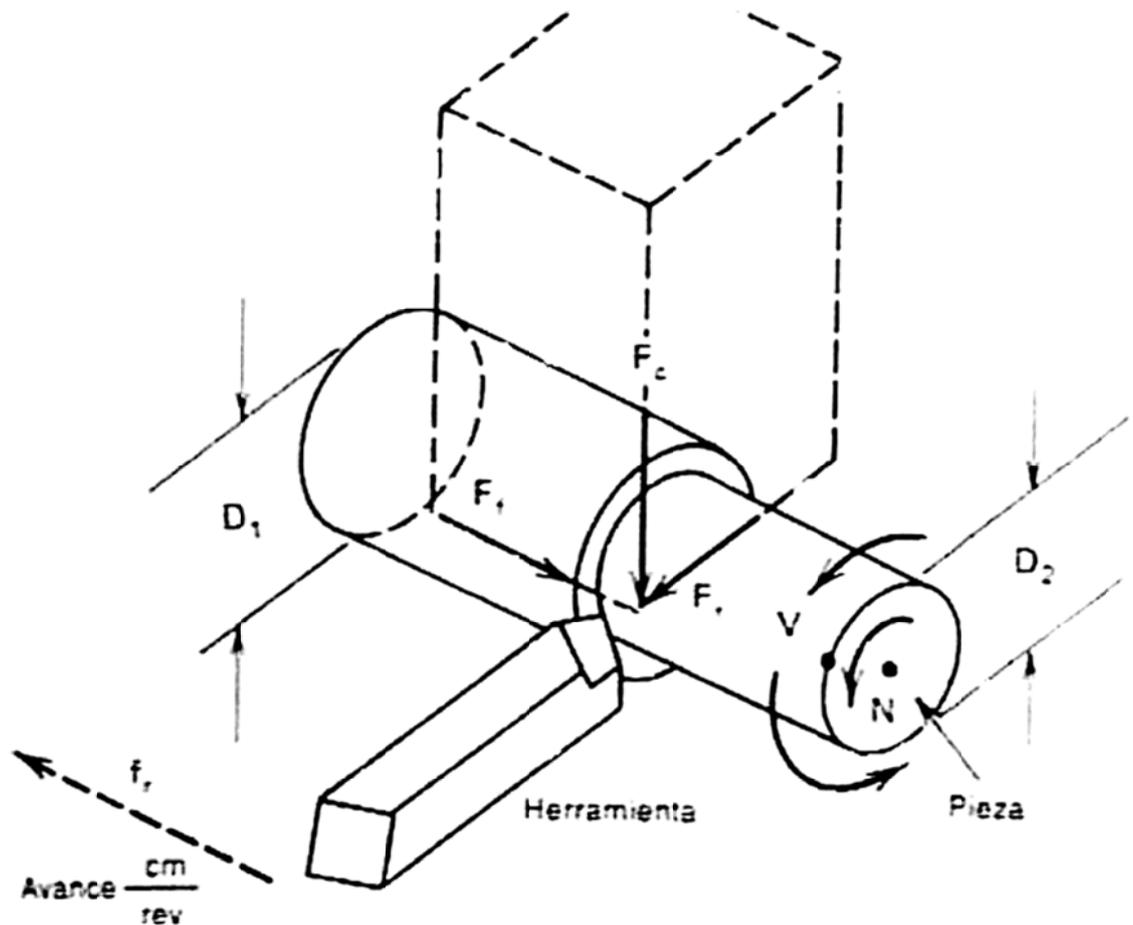


Figura 3.11 Fuerzas sobre la herramienta

1. F_c , fuerza de corte primaria, actúa en la dirección del vector velocidad de corte. Esta fuerza es la mayor y representa el 99% de la potencia requerida en el proceso
2. F_f o F_t , fuerza de avance, actúa en la dirección del avance de la herramienta. Aproximadamente es el 50% de F_c , pero representa solo un pequeño porcentaje de la potencia requerida ya que las velocidades de avance suelen ser pequeñas en comparación con las velocidades de corte.

3. F_r , fuerza radial, perpendicular a la superficie mecanizada. Es el 50% de F_f y contribuye muy poco a las necesidades de potencia.

De esta forma, para diseñar un dinamómetro de galgas extensiométricas para los procesos de torneado se ha de considerar que sea capaz de medir las fuerzas de mecanizado en las tres direcciones y que su relación rigidez-sensibilidad ha de ser adecuada para fuerzas del orden de 2500 N, además de realizar un montaje que disminuya la sensibilidad cruzada. Con todo esto se tienen los parámetros para comenzar el diseño del dinamómetro.

3.4 Vibración en las máquinas-herramienta

Sabiendo ahora lo referente a la construcción de la máquina y a las fuerzas que actúan en el proceso de mecanizado nos centraremos en las vibraciones que se generan en el mecanizado de una pieza.

En el mecanizado, el avance y el encaje entre la herramienta y la pieza (profundidad de corte) están frecuentemente restringidos por las vibraciones sonoras. Este fenómeno consiste en un movimiento vibratorio indeseable entre la herramienta y la pieza y cuyo resultado es un acabado superficial irregular en la pieza. En algunas ocasiones es lo suficientemente severo como para obligar a la suspensión del mecanizado y el cambio en las condiciones de corte.

La máquina-herramienta, la herramienta y la pieza constituyen un sistema estructural de características dinámicas bastante complicadas, y se han realizado numerosos estudios con el doble de propósito de entender la mecánica de las vibraciones sonoras y de suministrar a los diseñadores la información necesaria para mejorar las características dinámicas de las máquinas herramientas. Para simular el comportamiento de una máquina herramienta se requeriría de numerosas masas, resortes, amortiguadores viscosos, y elementos friccionantes. Sin embargo, la máquina-herramienta se puede representar mediante un sistema masa resorte con amortiguación viscosa y con un solo grado de libertad de movimiento.

3.4.1. Sistemas de un grado de libertad

Un sistema de un grado de libertad ideal es el que se puede observar en la Figura 3.12, que consiste en un muelle, una masa y un amortiguador. Cabe destacar que en muchas ocasiones, estructuras vibratorias en principio complicadas se pueden reducir a un simple sistema de un grado de libertad.

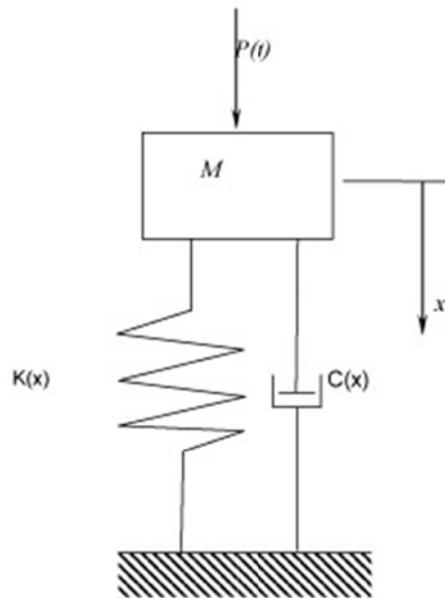


Figura 3.12 Sistema de un grado de libertad

Si la masa m se desplaza de su posición de equilibrio, en este movimiento actuarán las siguientes fuerzas:

- El peso de la masa m
- La fuerza de restauración del muelle k
- La fuerza de amortiguamiento del amortiguador c
- La fuerza externa de excitación $F(t)$

De la segunda ley de movimiento de Newton:

$$\text{Fuerza} = \text{masa} \times \text{aceleración} \quad (3.7)$$

Por lo tanto para nuestro caso,

$$\text{Fuerza muelle} + \text{fuerza amortiguador} + \text{fuerza externa} = \text{masa} \times \text{aceleración} \quad (3.8)$$

El peso de la masa no se ha añadido a la anterior ecuación ya que no contribuye a la vibración.

Si k es la constante del muelle y c es la constante de amortiguamiento, entonces la ecuación pasa a ser:

$$-kx(t) - c\dot{x}(t) + F(t) = m\ddot{x}(t) \quad (3.9)$$

Donde $x(t)$ es el desplazamiento instantáneo vibratorio de la masa m , $\dot{x}(t)$ es la velocidad instantánea y $\ddot{x}(t)$ es la aceleración instantánea. La ecuación 3.9 es válida para pequeños desplazamientos vibratorios. Los signos negativos están porque la fuerza del muelle $kx(t)$ y la fuerza de amortiguamiento $c\dot{x}(t)$ se oponen al movimiento de la masa m . Por lo tanto, para un sistema lineal vibratorio con un grado de libertad, la ecuación del movimiento será

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) + c\dot{x}(t) = F(t) \quad (3.10)$$

donde t representa el tiempo.

La ecuación 3.10 representa el movimiento vibratorio, que a su vez se dividirá en vibración libre y vibración forzada, siendo libre cuando $F(t)=0$ y siendo forzada cuando $F(t)=F_{max}\cos \omega_f t'$. Así pues para vibraciones forzadas la ecuación 3.10 nos quedaría como,

$$m_e \frac{d^2x}{dt'^2} + c \frac{dx}{dt'} + kx = F_{max} \cos \omega_f t' \quad (3.11)$$

siendo,

t' = tiempo

F_{max} = valor máximo (pico) de la fuerza armónica externa

ω_f = frecuencia angular de la fuerza armónica externa.

El desplazamiento de este sistema en el estado estacionario está dado por

donde,

$$= \frac{1}{\sqrt{1 - 2\zeta^2 + 1}} \quad \text{(la frecuencia angular natural)}$$

$$\zeta \quad \text{(coeficiente de amortiguación viscosa)}$$

La anterior ecuación representa un movimiento de frecuencia angular ω_f , con una amplitud dada por:

Estos resultados se han ilustrado en la Figura 3.13 en donde la ecuación 3.13 está graficada para varios valores del coeficiente de amortiguación.

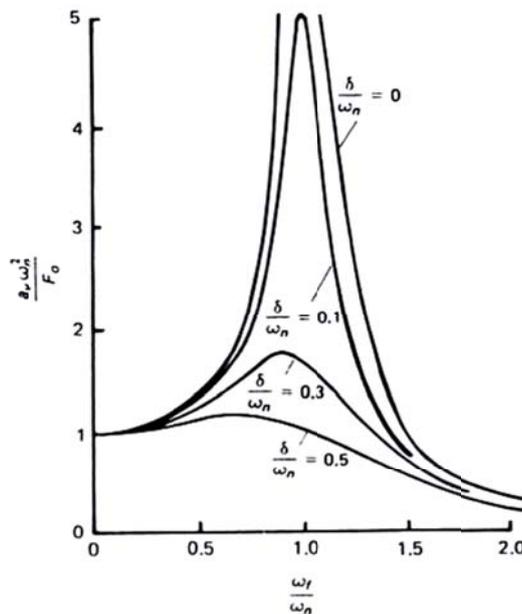


Figura 3.13 Respuesta del sistema

Puede concluirse a partir de estos resultados que para minimizar la amplitud de vibración de un sistema masa-resorte amortiguado, el coeficiente de amortiguación debe ser tan grande como sea posible y la frecuencia natural del sistema debe ser significativamente menor que la frecuencia de la fuerza perturbadora.

Las vibraciones forzadas en las máquinas-herramienta son ocasionadas frecuentemente por variaciones cíclicas en las fuerzas de corte. Tales variaciones ocurrirán, por ejemplo, en el fresado frontal en el cual la frecuencia de la vibración forzada es igual al producto de la frecuencia de rotación de la herramienta y el número de dientes de la misma.

La Figura 3.14 ilustra la variación en el torque del husillo durante una operación de fresado tangencial con el número de dientes de la herramienta.

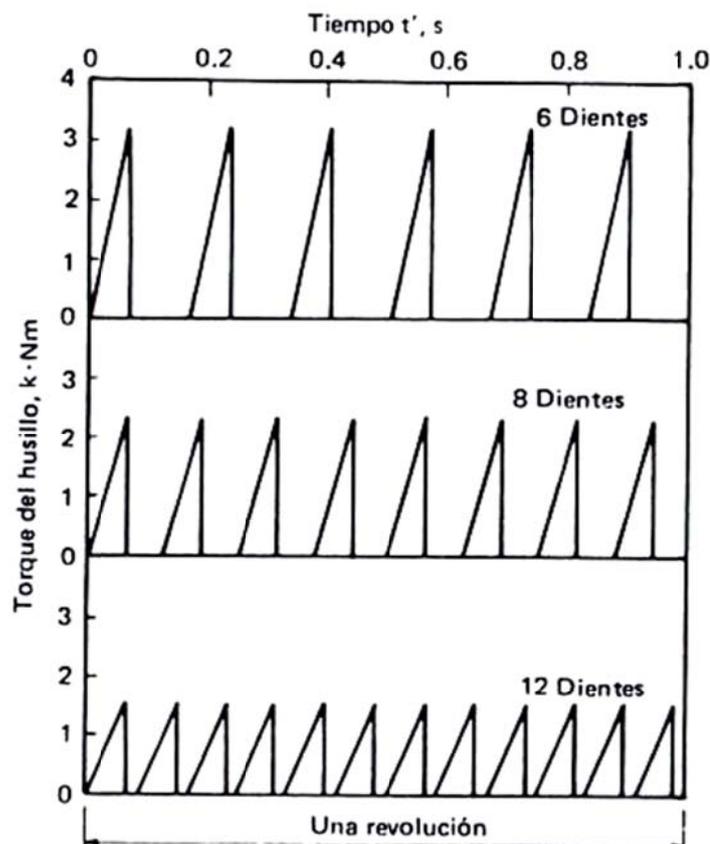


Figura 3.14 Variaciones en el torque del husillo

Puede apreciarse que, en la medida en que el número de dientes aumenta, la frecuencia de las variaciones del torque aumenta y el torque máximo (pico) disminuye.

El diseñador de máquinas-herramienta debe estimar a partir de datos presentados en forma semejante a los de la Figura 3.14, las magnitudes y las frecuencias de las fuerzas perturbadoras que actúen durante la operación de la máquina. Con esta información el ingeniero podrá diseñar la maquina en tal forma que las frecuencias naturales de las diferentes partes de la estructura no se aproximen al valor de las frecuencias de las fuerzas perturbadoras.

El diseñador también debe tratar de lograr una amortiguación máxima en su diseño. Esto puede lograrse en varias formas, mediante amortiguación interna en el material estructural, amortiguación por fricción en las uniones apernadas de la estructura, y amortiguación viscosa en las superficies lubricadas en contacto (guías, cojinetes, rodamientos, etc). Desafortunadamente, existe poca información útil acerca del diseño con criterios de amortiguación. Sin embargo, es posible estimar la amortiguación de una estructura a partir de curvas de respuestas obtenidas experimentalmente.

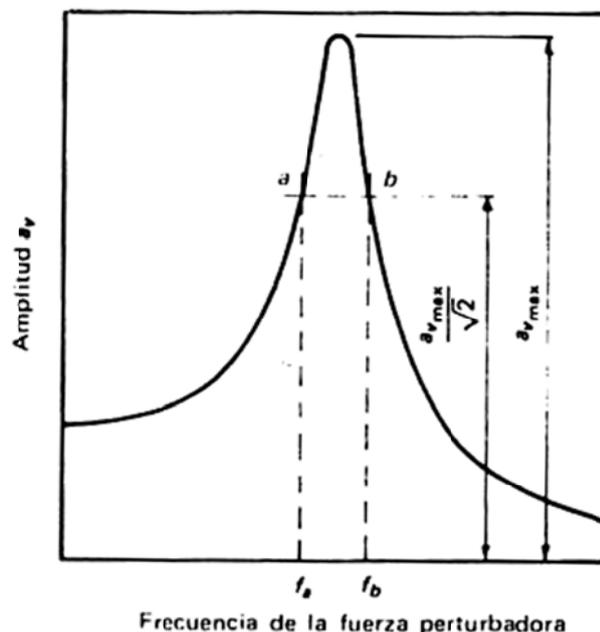


Figura 3.15 Cura de respuesta

La Figura 3.15 ilustra una curva de respuesta para un sistema amortiguado. La amplitud máxima es a_{vmax} , y de la curva puede obtenerse las frecuencias f_a y f_b correspondiente a la amplitud $a_{vmax}/\sqrt{2}$.

A continuación se demostrará que si la amortiguación es relativamente pequeña, el coeficiente de amortiguación δ , esta dado por

$$\delta = \pi(f_b - f_a) \quad (3.14)$$

Este resultado se obtiene por la substitución de

$$a_v = \frac{a_{vmax}}{\sqrt{2}} = \frac{F_0}{2\sqrt{2\delta\omega_n}} \quad (3.15)$$

en la ecuación 3.13 de a_v y resolviendo para ω_f^2

$$\omega_f^2 = (\omega_n^2 - 2\delta^2) \pm 2\delta\sqrt{\omega_n^2 + \delta^2} \quad (3.16)$$

La ecuación 3.16 tiene dos soluciones correspondientes a los puntos a y b de la Figura 3.15. Luego

$$\omega_a^2 = \omega_n^2 - 2\delta\omega_n \quad (3.17)$$

$$\omega_b^2 = \omega_n^2 + 2\delta\omega_n \quad (3.18)$$

si el amortiguamiento es pequeño, δ^2 es despreciable comparado con ω_n^2 . Substrayendo las anteriores ecuaciones y reagrupando términos se obtiene

$$\omega_b - \omega_a = \frac{4\delta\omega_n}{\omega_b + \omega_a} \quad (3.19)$$

Finalmente, como $\omega_b + \omega_a$ es aproximadamente igual a $2\omega_n$, la ecuación 3.19 se reduce a:

$$\omega_b - \omega_a = 2\delta \quad (3.20)$$

o

$$\delta = \frac{\omega_b - \omega_a}{2} \quad (3.21)$$

Sustituyendo ω_a y ω_b por $2\pi f_a$ y $2\pi f_b$, respectivamente, se obtiene

$$\delta = \pi(f_b - f_a) \quad (3.22)$$

que es la expresión deseada. Si es necesario, la constante de resorte equivalente se puede estimar mediante la ecuación

$$k = \frac{F_{max}\omega_n}{2\delta a_{vmax}} \quad (3.23)$$

3.4.2. Vibraciones autoinducidas

Las vibraciones sonoras también pueden ocurrir en las operaciones de mecanizado en las cuales normalmente no hay variaciones cíclicas de las fuerzas de corte. Este tipo de vibraciones sonoras no es tan bien entendido como lo son las vibraciones forzadas, y es difícil predecir las condiciones en que ocurrirán o determinar los cambios en las condiciones de corte necesarios para corregir este fenómeno.

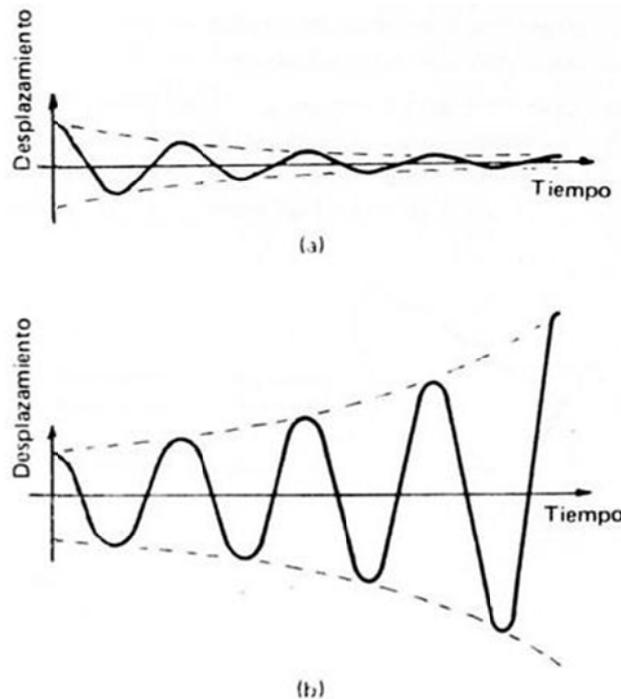


Figura 3.16 Comportamientos masa-resorte

En el mecanizado, las vibraciones autoinducidas pueden originarse en dos formas diferentes: primero, en ciertas condiciones, el proceso de corte puede ser básicamente inestable en tal forma que cualquier desplazamiento pequeño de la herramienta relativo a la pieza se convierte rápidamente en una vibración de gran amplitud. Esta situación de inestabilidad puede ser modelada suponiendo que c , la fuerza de amortiguación por unidad de velocidad en la ecuación 3.11, es negativa. Esta condición es comúnmente denominada *amortiguación negativa*, y un sistema en la condición de amortiguamiento negativo es dinámicamente inestable. En la Figura 3.16 se compara el

comportamiento de un sistema masa-resorte con amortiguación negativa con su comportamiento cuando la amortiguación es positiva, es decir, cuando c es positivo. Posteriormente se demostrará como la interacción entre la herramienta y la pieza puede producir durante el mecanizado una constante neta, de amortiguación negativa.

La segunda forma en que se pueden originar las vibraciones autoinducidas es más complicada pero mucho más común. En este caso, el proceso de corte puede ser básicamente estable (c mayor que 0), y las vibraciones ocasionadas por un desplazamiento súbito entre la herramienta y la pieza decaen a medida que el corte progresa. Sin embargo, en las operaciones de mecanización los cortes se trasladan, y cuando la herramienta remueve las irregularidades dejadas por las vibraciones durante la carrera o revolución previa de la herramienta o de la pieza, se induce una vibración forzada o causa de las variaciones en la fuerza que actúa sobre la herramienta. Esta vibración forzada puede aumentar la amplitud de vibración y es conocida como *vibración sonora regenerativa* (Figura 3.17).

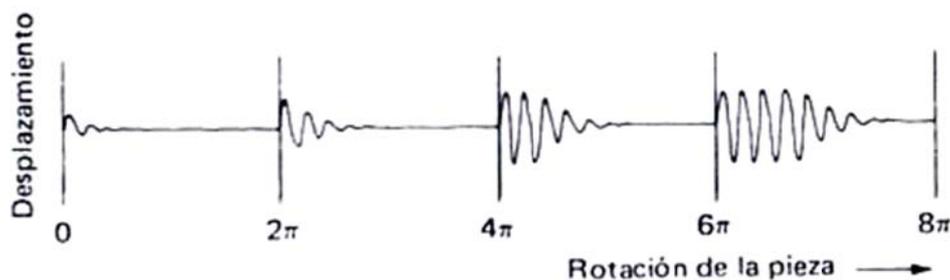


Figura 3.17 Vibraciones autoinducidas

Para entender cómo se originan en el mecanizado las vibraciones autoinducidas es necesario considerar la dinámica del proceso de corte de metales.

La Figura 3.18 ilustra la trayectoria seguida por una herramienta que vibra senoidalmente (condición conocida como *generación de ondas*), y además puede apreciarse que el espesor de la viruta no deformada a_c , el

ángulo de inclinación normal efectivo α_{ne} , y el ángulo de holgura normal efectivo γ_{ne} , están variando continuamente. Si es posible obtener una expresión para la componente oscilante F de la fuerza resultante sobre la herramienta normal a la dirección media de corte en términos de estas variables, esta expresión puede ser incluida en la ecuación de movimiento

en donde

x = desplazamiento de la herramienta normal a la dirección media de corte, medida a partir de la posición de equilibrio de la herramienta en el corte estable (o estado estacionario)

\dot{x} = primera derivada de x con respecto al tiempo

\ddot{x} = segunda derivada de x con respecto al tiempo

La expresión resultante podría usarse para estudiar la estabilidad del sistema. Con el propósito de determinar una expresión para F en la ecuación 3.24, se ha realizado mucho esfuerzo en la determinación de los efectos de la variación cíclica de α_{ne} , γ_{ne} , a_c , sobre las fuerzas de corte.

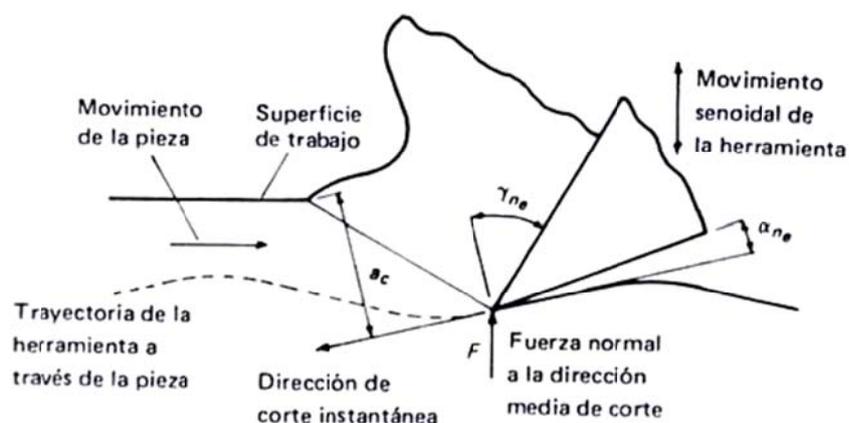


Figura 3.18 Trayectoria de herramienta

La Figura 3.19 ilustra una situación conocida como remoción de una onda, en la cual el espesor de la viruta no deformada, varía senoidalmente pero los ángulos de inclinación y de holgura permanecen constantes. Debe observarse que el espesor de la viruta no deformada se mide en el extremo libre del plano de cizalladura, mientras que los desplazamientos de la herramienta se miden en el filo. Como el plano de cizalladura tiene un alcance mayor que el filo, puede afirmarse que la herramienta detecta las variaciones del espesor de la viruta no deformada antes de alcanzar su posición. En otras palabras, las fluctuaciones en las fuerzas de corte (medidas en el filo de la herramienta) se anticipan a las fluctuaciones del espesor de la viruta no deformada por un margen lineal igual a la proyección horizontal del plano de cizalladura; este margen lineal es conocido como el adelanto geométrico (Figura 3.19).

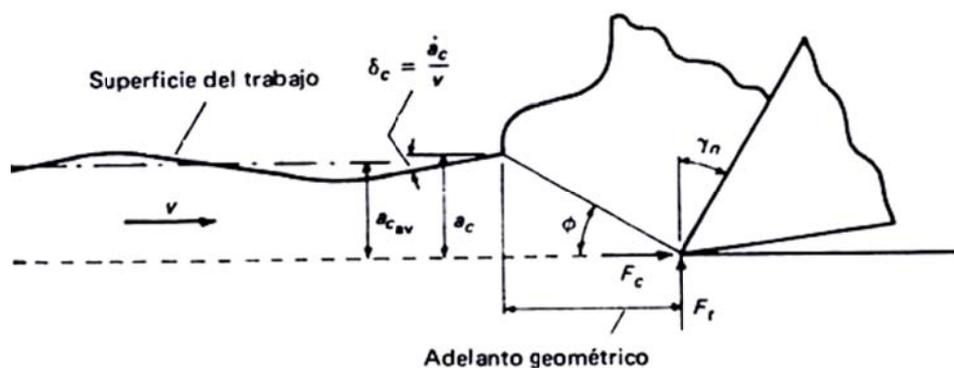


Figura 3.19 Remoción de una onda

Si se desprecian todos los efectos restantes, las componentes de la fuerza resultante sobre la herramienta serán proporcionales a a_c . Sin embargo, es posible que el cambio por unidad de tiempo del espesor de la viruta no deformada también afecte las componentes de la fuerza. El significado físico de δ_c puede deducirse de la Figura 3.19 porque la pendiente de la superficie de trabajo en el extremo libre del plano de cizalladura (relativa a la dirección de corte), está dada por

—

En otras palabras, para una velocidad de corte v constante, el cambio por unidad de tiempo del espesor de la viruta no deformada es proporcional a la pendiente de la superficie de trabajo.

Para entender la razón por la cual las fuerzas de corte pueden ser afectadas por la pendiente de la superficie de trabajo (o por δ_c) es útil considerar las dos situaciones ilustradas en la Figura 3.20. La única diferencia en las condiciones representadas por estas dos figuras es la pendiente de la superficie de trabajo δ_c ; en la Figura 3.20 (a) la pendiente es positiva (a_c aumenta con el tiempo), y en la Figura 3.20 (b) es negativa. Puede apreciarse que la viruta producida es mucho más pequeña en el primer caso y podría esperarse una fuerza de fricción menor sobre la cara de la herramienta. Como consecuencia de dicha disminución en las fuerzas podría esperarse un ángulo de cizalladura mayor, cuando la pendiente de la superficie de trabajo es positiva. Esta figura también puede usarse para explicar cualitativamente la forma en que la superficie de trabajo puede producir un efecto de amortiguación negativa. De la Figura 3.20 puede apreciarse que a casusa de la forma de la viruta, las fuerzas generadas son pequeñas cuando a_c está disminuyendo. Luego si la herramienta empieza a penetrar en el material de trabajo (aumentando a_c) durante una operación de corte, la resistencia a la penetración representada por la componente de empuje F_t de la fuerza que actúa sobre la herramienta será menor que la esperada a partir del valor de a_c . En otras palabras, durante la vibración existe una componente de la fuerza variable (oscilante) proporcional a la velocidad (v) de la herramienta normal a la dirección de corte pero de signo contrario. Esta fuerza puede conducir a inestabilidad dinámica.

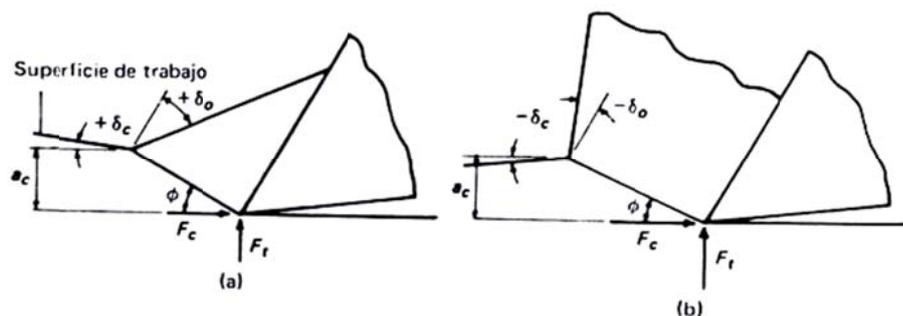


Figura 3.20 Efecto de la pendiente de la superficie de trabajo

También puede apreciarse en la Figura 3.20 que el ángulo de conicidad de la viruta es probablemente un factor importante en la determinación de la magnitud de este efecto de amortiguación negativa. La ecuación para el ángulo de conicidad de la viruta puede obtenerse a partir de la geometría ilustrada en la Figura 3.21. Se supone que a causa de la acción de la herramienta el triángulo abc se convierte en el triángulo $ab'c$, en donde el segmento bb' es paralelo al plano de cizalladura ac .

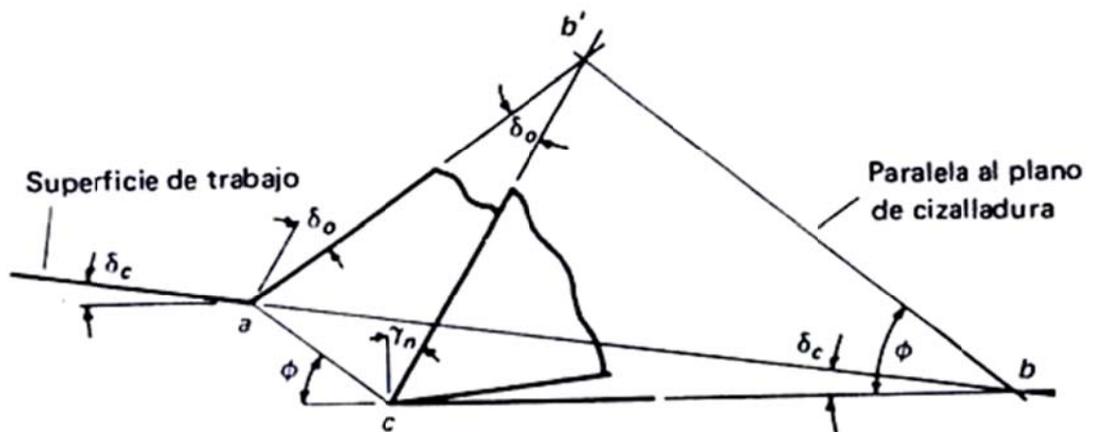


Figura 3.21 Ángulo de conicidad de la viruta

Del triángulo $ab'c$

Del triángulo abc

y del triángulo cbb'

Combinando estas ecuaciones:

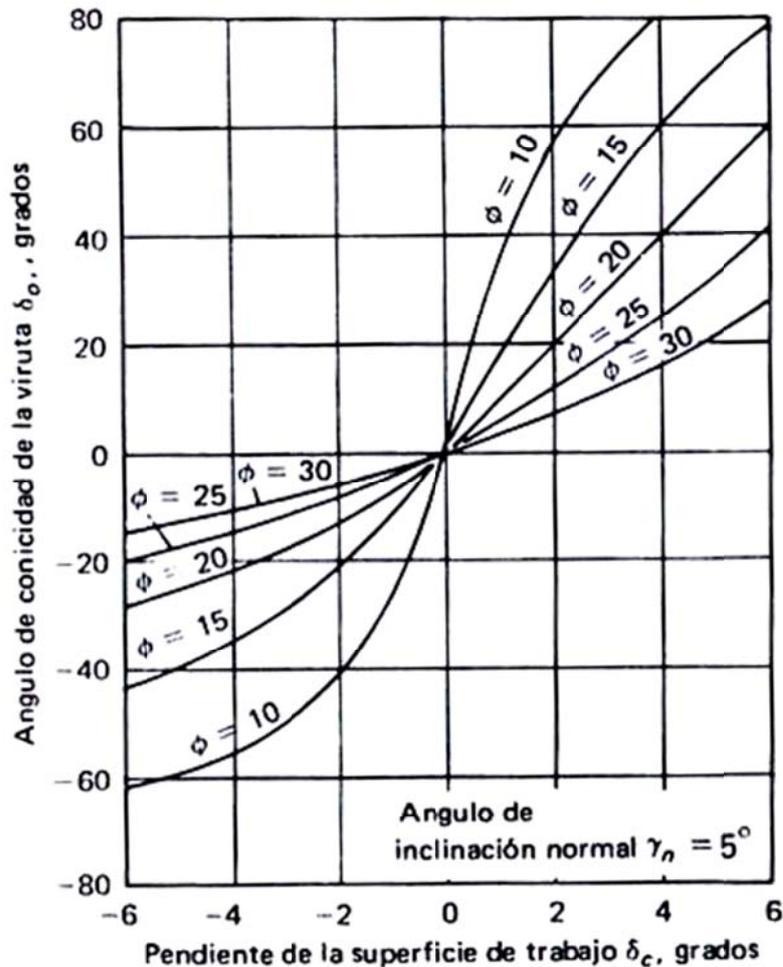


Figura 3.22 Efecto de δ_c sobre $\delta\phi$ y ϕ

Esta última ecuación la podemos ver representada en la Figura 3.22 para demostrar el efecto de la pendiente de la superficie de trabajo sobre el ángulo de conicidad de la viruta para un ángulo de inclinación normal de 5° y para varios valores del ángulo de cizalladura ϕ . De la figura puede apreciarse que el efecto de δ_c sobre $\delta\phi$ es pequeño para valores grandes de ϕ , pero es muy grande para valores pequeños de ϕ . Por lo tanto se puede decir que el efecto de amortiguación negativa será mayor cuando las condiciones de corte

sean malas. Aunque hemos estado hablando de pendientes de superficies de trabajo constantes, durante las vibraciones o vibraciones sonoras la pendiente de la superficie de trabajo relativa a la dirección de corte instantánea varía senoidalmente, y se ha demostrado que la longitud de onda de las ondulaciones de la superficie de trabajo afecta la relación entre las fuerzas y la pendiente de la superficie de trabajo. Esta relación puede explicarse mediante las situaciones mostradas en la Figura 3.23, en donde se muestra la geometría para dos longitudes de onda diferentes de las variaciones de la superficie de trabajo. Es evidente que cuando la longitud de onda λ es del mismo orden de magnitud que el espesor medio de la viruta no deformada, las variaciones en las condiciones de fricción sobre la cara de la herramienta se promediarán y tenderán a permanecer constantes, mientras que si la longitud de onda es comparativamente larga, las condiciones de corte tendrán tiempo suficiente para responder a las variaciones en la pendiente de la superficie de trabajo. Luego, si el efecto de la pendiente de la superficie de trabajo sobre el ángulo de cizalladura se representa mediante una ecuación de la forma

en donde, θ_{cav} = valor instantáneo del ángulo de cizalladura relativo a la dirección media de corte.

θ_{cav} = ángulo medio de cizalladura

C = parámetro que representa la magnitud del efecto

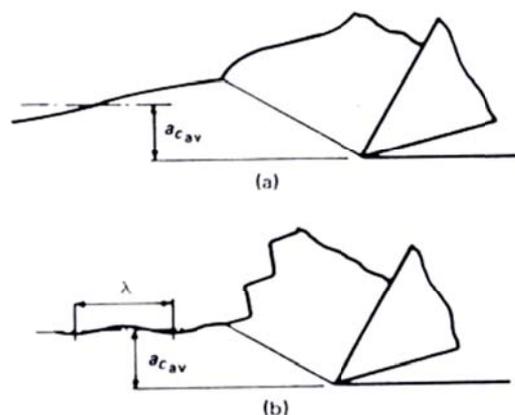


Figura 3.23 Efecto de la longitud de onda sobre la forma de la viruta

Para longitudes de onda pequeñas se espera que el parámetro C tienda a cero y que ϕ permanezca constante. Sin embargo, cuando la longitud de onda es grande, el valor de C tiende a aproximarse a los valores obtenidos en ensayos, en los cuales la pendiente de la superficie de trabajo es constante (esto es, $\lambda = \infty$).

En las situaciones prácticas de mecanizado la longitud de onda adimensional está dada por

$$\frac{\lambda}{a_{cav}} = \frac{v}{f a_{cav}} \quad (3.31)$$

en donde f es la frecuencia de la vibración y tiende a ser constante para cada sistema máquina-herramienta. Por consiguiente, puede deducirse que las longitudes de onda grandes, las cuales tienden a dar valores grandes de C y desde luego una mayor inestabilidad, pueden obtenerse con velocidades de corte elevadas y valores pequeños del espesor medio de la viruta no deformada. Por supuesto, esta conclusión desprecia los posibles efectos de las fluctuaciones de los ángulos de inclinación normal y de holgura durante las vibraciones sonoras.

En cuanto al efecto de las variaciones de los ángulos de inclinación normal y de holgura, se sabe que estos oscilarán en la medida que la herramienta vibre. La Figura 3.24 muestra cómo son afectadas las fuerzas que actúan sobre la herramienta por los cambios en el ángulo de inclinación normal para un material y velocidad de corte específicos. En general puede decirse que las componentes de la fuerza resultante se reducirán en la medida en que el ángulo de inclinación normal aumente, y los cambios en las componentes de la fuerza debidas a un cambio pequeño en el ángulo de inclinación normal están dados por

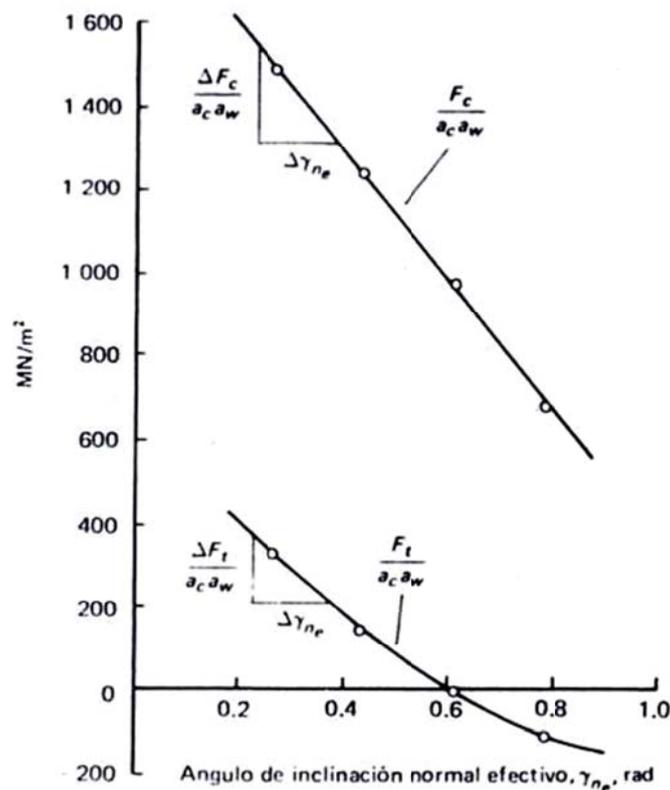


Figura 3.24 Efecto de γ_{ne} sobre fuerzas de corte

en donde q_t y q_c son las pendientes de las curvas de la anterior gráfica para el valor específico de γ_{ne} . Las ecuaciones 3.32 y 3.33 también pueden conducir al efecto de amortiguación negativa porque cuando el espesor de la viruta no deformada está aumentando a causa de la penetración de la herramienta, el ángulo de inclinación efectivo tiende a aumentar, reduciendo de este modo la componente F_t que se opone a la penetración.

El efecto principal del ángulo de holgura es limitar la amplitud de las vibraciones una vez que éstas se han presentado. Puede apreciarse a partir de la Figura 3.18 que si la amplitud de la vibración alcanza un valor tal que la pendiente máxima de la superficie ondulada generada sobre la pieza se hace igual al ángulo de holgura, aparecería inmediatamente un efecto de amortiguación positiva muy fuerte a causa de la interferencia entre el flanco de la herramienta y la superficie generada. Luego, si la superficie ondulada puede representarse por $a_v \sin \omega_n t'$ en donde a_v es la amplitud de la vibración y ω_n es la frecuencia angular, la pendiente máxima de la superficie generada δ_{cmax} será

$$\delta_{cmax} = a_v \omega_n \quad (3.34)$$

La amplitud máxima a_{vmax} cuando están presentes las vibraciones sonoras durante el corte ortogonal puede obtenerse igualando δ_{cmax} al ángulo de holgura normal α_n . Por lo tanto

$$a_{vmax} = \frac{\alpha_n}{\omega_n} \quad (3.35)$$

3.4.3. Estabilidad de las operaciones de corte

Con todas lo visto en este apartado ya es posible demostrar cómo se puede obtener un criterio de estabilidad para las operaciones de corte. Para obtenerlo es necesario desarrollar una expresión para la fuerza oscilante F de la ecuación 3.24, agrupar los términos en x , e investigar si puede ocurrir una amortiguación neta negativa en el sistema. Debe recordarse que la fuerza F es la componente normal a la dirección media de corte de la fuerza oscilante que actúa sobre la herramienta, y se supondrá que los efectos del espesor de la viruta no deformada a_c , del cambio por unidad de tiempo del espesor de la viruta no deformada \dot{a}_c (o la pendiente de la superficie de trabajo δ_c), y del ángulo de inclinación normal efectivo pueden superponerse. La superposición de estos valores es equivalente a despreciar en el análisis los términos de segundo orden. La geometría de la situación está ilustrada en la Figura 3.25 y puede observarse que cuando δ_c es pequeño,

$$F = F_t + (F_c \delta_c) - F_{ts} \quad (3.36)$$

en donde

F_t = valor instantáneo de la fuerza de empuje

F_c = valor instantáneo de la fuerza de corte

F_{ts} = valor estable (estacionario) de F_t

δ_c = pendiente instantánea de la superficie de trabajo

También,

$$\gamma_{ne} = \gamma_n + \delta_c \quad (3.37)$$

en donde γ_{ne} es el ángulo de inclinación normal efectivo, y γ_n es el ángulo de inclinación normal. Además, el valor instantáneo del espesor de la viruta no deformada a_c está dado aproximadamente por

$$a_c = a_{cav} [1 + (\delta_c \cot \phi_{av})] - x \quad (3.38)$$

Como δ_c es el cambio en el ángulo de inclinación normal, substituyendo δ_c por $\Delta\gamma_{ne}$ en las ecuaciones 3.32 y 3.33, los cambios resultantes en las componentes de la fuerza que actúa sobre la herramienta pueden sumarse a las expresiones para F_t y F_c . Luego, para generación de ondas

$$F_t = a_c a_w \left\{ \left[\frac{\tau_s \cos \phi \cos (\phi - \gamma_n) - (\tau_s Q' \text{sen } \gamma_n)}{Q' \text{sen} \phi \cos (\phi - \gamma_n)} \right] + q_t \delta_c \right\} \quad (3.39)$$

$$F_c = a_c a_w \left\{ \left[\frac{\tau_s \text{sen } \phi \cos (\phi - \gamma_n) - (\tau_s Q' \cos \gamma_n)}{Q' \text{sen} \phi \cos (\phi - \gamma_n)} \right] + q_c \delta_c \right\} \quad (3.40)$$

Con respecto al efecto de δ_c sobre el ángulo de cizalladura ϕ , se ha encontrado que las ecuaciones 3.30 y 3.31 son aplicables en la generación de ondas cuando ϕ es medido relativo a la dirección media de corte. Luego el valor de ϕ medido con respecto a la dirección instantánea de corte se obtiene sumando δ_c al lado derecho de la ecuación 3.30. Luego,

$$\phi = \phi_{av} + (1 + C)\delta_c \quad (3.41)$$

Finalmente, si las expresiones para a_c (ecuación 3.38) y ϕ (ecuación 3.41) se substituyen en las ecuaciones 3.39 y 3.40, $-x/v$ se substituye por δ_c , y las expresiones resultantes para F_t y F_c se substituyen en la ecuación 3.36 (despreciando todos los términos de segundo orden) se encuentra

$$F = Xx + Yx + Z \quad (3.42)$$

en donde X está dado por

$$\begin{aligned}
 X = \frac{a_w a_{cav}}{v} & \left[\frac{\tau_s C}{Q'} (1 + \cot^2 \phi_{av}) \right. \\
 & - \tau_s \left(\frac{\text{sen } \gamma_n \{ \cot \phi_{av} + [(1 + C) \tan(\gamma_n - \phi_{av})] \} + \cos \gamma_n}{\text{sen } \phi_{av} \cos(\gamma_n - \phi_{av})} \right) \\
 & \left. - q_t \right] \quad (3.43)
 \end{aligned}$$

Ahora, si la ecuación 3.42 se substituye en la ecuación básica para el movimiento del sistema, ecuación 3.24:

$$m_e \ddot{x} + (c - X) \dot{x} + (K - Y)x = Z \quad (3.44)$$

y el criterio de estabilidad es

$$c - X > 0 \quad (3.45)$$

En otras palabras, si X , dado por la ecuación 3.43, es mayor que la constante equivalente de amortiguación viscosa del sistema máquina-herramienta, aparecerán vibraciones autoinducidas. Debe observarse que q_t siempre es negativo; por lo tanto el último término en la ecuación siempre será positivo y ocasionará el efecto de amortiguamiento negativo. Este término es consecuencia de las oscilaciones del valor del ángulo de inclinación normal. Los términos restantes se originan en los efectos combinados de la pendiente de la superficie de trabajo (cambio por unidad de tiempo de a_c) y de la componente oscilante de F_c . Las variaciones en la pendiente de la superficie de trabajo originan un efecto de amortiguación negativa tal como se explicó anteriormente y la componente oscilante de F_c origina un efecto de amortiguación positiva. De la ecuación puede apreciarse que el efecto neto de amortiguación se estas tres variables puede ser positivo o negativo, dependiendo de las condiciones de corte [Sweeney G., 1971].

3.5 Monitorización

Para finalizar este capítulo vamos a hablar de la monitorización de procesos ya que es un tema fundamental en el control de procesos y es uno de los objetivos del presente proyecto.

Un sistema de monitorización se compone de sensores, etapas de procesado de señal y sistemas que interpretan esas señales y deciden la acción correctiva. A su vez que un sistema de monitorización haga bien o mal su trabajo dependerá de, primero, el número de sensores que tenga y segundo de los métodos asociados de procesamiento y simplificación de la señal utilizados para extraer la información importante necesaria.

El principal problema es diseñar un sistema de alta eficiencia, que trabaje en periodos cortos de tiempo y que tenga un reducido número de sensores.

En los últimos años se han propuesto muchas estrategias de monitorización, pero por ahora no hay un sistema universal. Muchos de estas técnicas desarrolladas se basan en técnicas de ensayo y error donde se obtienen señales de mecanizado y se procesan para buscar características específicas. Por ejemplo S.C.Lin y R.J. Lin en [Lin S.C. et al., 1996] establecen a la hora de monitorizar fuerzas el uso de redes neuronales, mientras que en el artículo [Al-Habaibeh et al., 2000] se explica el funcionamiento de una técnica de monitorización de proceso que se llama ASPS (automated sensory and signal processing selection system) basado en la utilización de un array ortogonal de Taguchi. Estos dos ejemplos son dos de los muchos que existen y de los que se ha investigado.

El problema de estas técnicas es que consumen demasiado tiempo debido a que necesitan iteraciones repetitivas para alcanzar el error requerido, pudiendo ser en algunos casos iteraciones divergentes. Además requieren

trabajos de experimentos factoriales a la hora de evaluar la capacidad del sistema.

La técnica que se propone en este proyecto es diferente. Lo que se propone es crear un corrector, un controlador que recogida la señal de desplazamiento de la herramienta corrija esa señal y la saque consiguiendo la precisión requerida. El controlador se conseguirá estudiando las vibraciones que suceden en el proceso de mecanizado.

Estas vibraciones están generadas por las fuerzas que son un importante parámetro que refleja las condiciones de mecanizado. Para poder medirlas es frecuente que se agreguen sensores a la máquina y luego se monitorice las señales obtenidas por estos sensores. Mediante esta técnica el proceso de corte puede ser controlado fácilmente.

El sensor es el elemento clave en cualquier proceso de monitorización. En la Figura 3.25 se puede observar diferentes tipos de ellos.

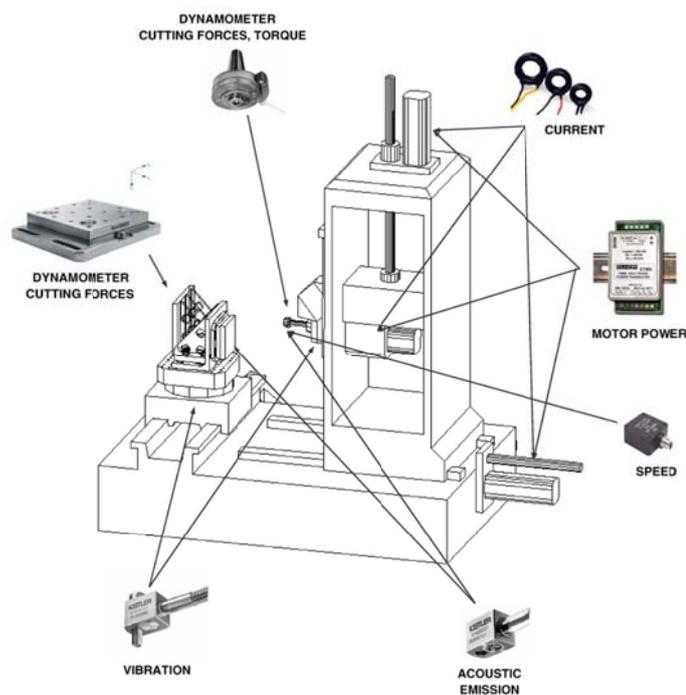


Figura 3.25 Sensores para sistemas de monitorización

Muchos de estos sensores se han utilizado para monitorizar los modos de fallo de la herramienta de mecanizado, rotura y vida de la herramienta. A la vez dado que las fuerzas de corte son aproximadamente proporcionales al área transversal del metal eliminado y que durante una operación normal el volumen de metal eliminado durante una rotación de la herramienta es constante, se puede controlar la cantidad de material eliminado. Esto lleva a la idea de que una herramienta rota elimina menos material que una nueva, de modo que se puede controlar la vida de la herramienta.

Del mismo modo que se puede monitorizar las fuerzas de corte también se puede hacer lo propio con los desplazamientos que sufre la herramienta, estando las dos variables relacionadas mediante la Ley de Hooke.

Dentro de la familia de sensores cabría destacar las células de carga, que están compuestas de una estructura rígida, algún medio usado para la medida de las fuerzas y las galgas extensiométricas. Se usan para fuerzas grandes, estáticas o lentamente variables con pequeña deflexión, siendo relativamente precisas. Las capacidades de carga de estos extensómetros varían de 5N a 50 MN.

La forma del elemento elástico usado en estos transductores depende de muchos factores incluyendo los rangos de fuerza a medir, límites dimensionales, e incluso el coste de producción. Los posibles tipos pueden ser:

- Cilindro de compresión 50 kN a 50 MN
- Cilindro de compresión (hueco) 10 kN a 50 MN
- Anillo toroidal de 1 kN a 5MN
- R-anillo 1 kN a 1 MN
- Viga-S 200 N a 50 kN
- Viga de doble fin 20 kN a 2 MN
- Viga de doble pandeo (simplificado) 500 N a 50 kN
- Viga en cortante 1 kN a 500 kN
- Viga de doble pandeo 100 N a 10 kN

- Cilindro a tensión 50 kN a 50 MN

Cada elemento está diseñado para medir la fuerza a lo largo de su eje principal y que no sean afectadas por otras fuerzas. El material usado para el elemento elástico es usualmente, acero para herramientas, acero inoxidable, aluminio o cobre; en general materiales que tengan una relación lineal entre el esfuerzo y deformación con baja histéresis. También tiene que tener una larga vida a fatiga para asegurar un buen elemento de medición. Para lograr estas características es usual que se someta el material a tratamientos térmicos especiales.

Los diferentes tipos de extensómetros que nos podemos encontrar son:

- Galgas extensiométricas de resistencia eléctrica: se basan en el cambio de resistencia eléctrica del material conductor al sufrir una elongación una compresión.
- Extensómetros de hojas: los más utilizados en las células de carga
- Galgas extensiométricas semiconductoras
- Extensómetros de capa delgada
- Galgas extensiométricas magnéticas

Capítulo 4

Herramientas empleadas en el PFC

4.1 Introducción

En este capítulo se explicarán las herramientas empleadas para llevar a cabo este PFC. Nos vamos a enfocar en la parte de análisis por elementos finitos mediante el programa Marc Mentat 2010™ ya que es el método con el que hemos realizado toda la parte práctica del proyecto y en el análisis numérico que se ha hecho de los datos obtenidos mediante el programa Matlab.

4.2 Elementos finitos en ingeniería

El método de los elementos finitos, o diferencias finitas (MEF en castellano o FEM en inglés), es un método numérico general, para la aproximación de soluciones de sistemas de ecuaciones diferenciales parciales, muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

Generalmente, se emplean dos tipos de análisis: modelos en 2D y en 3D.

Mientras los modelos en 2D conservan la simplicidad y rapidez de cálculo, el modelado en 3D, sin embargo, requiere equipos más potentes o más tiempo de cálculo. Con cada uno de estos esquemas modelados, el programador puede insertar numerosos algoritmos o funciones, que pueden hacer al sistema comportarse de manera lineal o no lineal. Los sistemas lineales son menos complejos y no tienen en cuenta deformaciones plásticas. Los sistemas no lineales toman en cuenta las deformaciones plásticas y contactos, por esto se ha utilizado el programa MSC Marc Mentat 2010™. En este proyecto se ha utilizado un sistema lineal. El análisis que vamos a realizar de la máquina-herramienta va a ser en el campo elástico ya que no queremos analizar qué pasaría si nos encontramos con deformaciones permanentes (campo plástico).

El MEF es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales. Para ello, trabaja discretizando la estructura en elementos de forma variada (pueden ser superficies, volúmenes y barras), que se conectan entre sí mediante nodos. La solución es una función aproximada por los resultados obtenidos en los nodos.

Una empresa u organismo capaz de verificar un diseño propuesto, será capaz de ajustarse a las especificaciones del cliente antes de la fabricación o construcción. Por este motivo, se trata de un método que puede ser utilizado para predecir el comportamiento de un diseño ahorrando costes y tiempo de ensayo de prototipos.

En general, hay tres fases en cualquier modelo de elementos finitos:

Preprocesamiento: Definir el modelo de elementos finitos y los factores ambientales que influyen en él. El primer paso es construir un modelo de la estructura o proceso a analizar. El objetivo principal del modelo, es realizar una réplica de manera realista de los parámetros importantes y características del modelo real. Una vez se ha creado la geometría, se utiliza un procedimiento para definir y dividir el modelo en pequeños elementos.

El procedimiento se basa en dividir el objeto de estudio en una serie de subdominios no intersectantes entre sí, denominados elementos finitos. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados nodos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones se denomina malla.

Solución del problema: Solucionar el modelo de elementos finitos. Los cálculos se realizan sobre la malla creada. Mediante las propiedades de los elementos, se relaciona el valor de un conjunto de variables incógnitas definidas en cada nodo y denominadas grados de libertad.

El conjunto de relaciones entre el valor de una determinada variable entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones. El número de ecuaciones de dicho sistema es proporcional al número de nodos. Se resuelven con potentes herramientas matemáticas basadas en métodos numéricos, que permiten aproximar la solución con diferentes criterios de convergencia.

Postprocesamiento de resultados: Los resultados obtenidos de la resolución del sistema de ecuaciones diferenciales, pueden ser estudiados utilizando herramientas para ver e identificar completamente las implicaciones del análisis. Herramientas numéricas y gráficas permiten la localización precisa de información como esfuerzos y deformaciones.

4.1.1. Marc Mentat 2010™

El programa elegido para realizar las simulaciones de elementos finitos es Marc Mentat 2008™. Se ha trabajado con este software, porque permite simular las no linealidades (grandes desplazamientos y deformaciones, contactos, rozamiento y no linealidades del material), algo imprescindible cuando queremos analizar los desplazamientos en la máquina herramienta. Dentro de cada apartado, se detallará como se ha realizado la simulación y los resultados obtenidos.

En general el proceso es el siguiente:

Preprocesado:

- Elección del tipo de análisis.
- Generación de geometría
- Definición de las propiedades del material.
- Definición de las condiciones iniciales.
- Definición de los contactos.
- Elección del tipo de remallado y sus parámetros.
- Definición del estado de carga.

Procesado:

- Definición y cálculo del modelo.

Postprocesado:

- Análisis de resultados.

4.3 Matlab

El programa elegido para realizar el análisis de los datos numéricos obtenidos mediante Marc ha sido Matlab, porque permite de una manera sencilla desarrollar algoritmos, visualización de datos, análisis de datos y cálculo numérico.

Posee multitud de herramientas para el procesamiento de señales a la vez que para crear sistemas que simulen un proceso real. Con este programa seremos capaces de analizar la señal en frecuencia que se ha obtenido del software Marc, para poder analizarla y obtener una función de transferencia que será lo que usemos como controlador para corregir el sistema.

Capítulo 5

Análisis por FEM de modelo inicial

5.1. Introducción

En este capítulo vamos a explicar y a estudiar el primer modelo que se va a hacer de la fresadora. Esta primera aproximación nos servirá para tener una idea de lo que está sucediendo en la realidad cuando se está llevando a cabo la operación de fresado.

A la hora de fresar, cuando la herramienta toca la pieza para comenzar con el desbaste o el acabado los distintos filos de la herramienta chocan contra la pieza creando unas fuerzas de reacción. Estas fuerzas se transmiten por toda la estructura de la fresadora creando momentos, desviaciones y vibraciones entre otros que pueden afectar a la precisión de la pieza. Por lo tanto con el fin de controlar la operación de fresado se ha generado este primer modelo para llegar a saber cuánto se llegan a desplazar y que tensión sufren aquellos elementos que componen el cabezal ya que son los más susceptibles a estas fuerzas.

La máquina-herramienta no se modelará en su totalidad sino que nos vamos a enfocar en la parte del cabezal donde se escogerán diversas partes que serán las necesarias para estudiar todo el conjunto y así sacar los resultados oportunos. Se explicará cómo se han modelado las diferentes piezas centrándonos en la zona del husillo y en la herramienta para mecanizar. En la herramienta de mecanizar se aplicará una serie de fuerzas con el objetivo de conocer diversos resultados tal como desplazamientos, tensiones, modos de vibración, análisis armónico tras haber hecho un análisis mediante software de elementos finitos.

5.2. Fresadora

Para la consecución de este proyecto nos hemos basado en una fresadora real a la hora de conseguir las medidas de las distintas partes que la componen.



Figura 5.1 Fresadora Kondia KP-90

La fresadora en cuestión es una *Kondia modelo KP-90* que la Universidad Pública de Navarra posee en el edificio de Talleres y Laboratorios. Está fabricada en la empresa Urbano Conde, S.A. en Elgoibar (Guipuzcoa) en el año 1991. En el siguiente recuadro se puede ver las características más importantes de este tipo de fresadoras:

	Cabezal	Caja avances	Refrigeración
Motor	MOTOMEX		CMI
Potencia	3 CV		0,15
Velocidad	1425		1800
Voltaje	220/380		220/380
Períodos	50		50
Fases	3		3

Tabla 5.1. Especificaciones de la parte eléctrica

Como se ha dicho anteriormente, de todo el conjunto nos vamos a enfocar en la parte del cabezal. En la siguiente imagen se puede ver el plano del cabezal de donde se han sacado las medidas para hacer el modelo. La escala es de 1:2,25. Se ha señalado en rojo las piezas que se van a modelar.

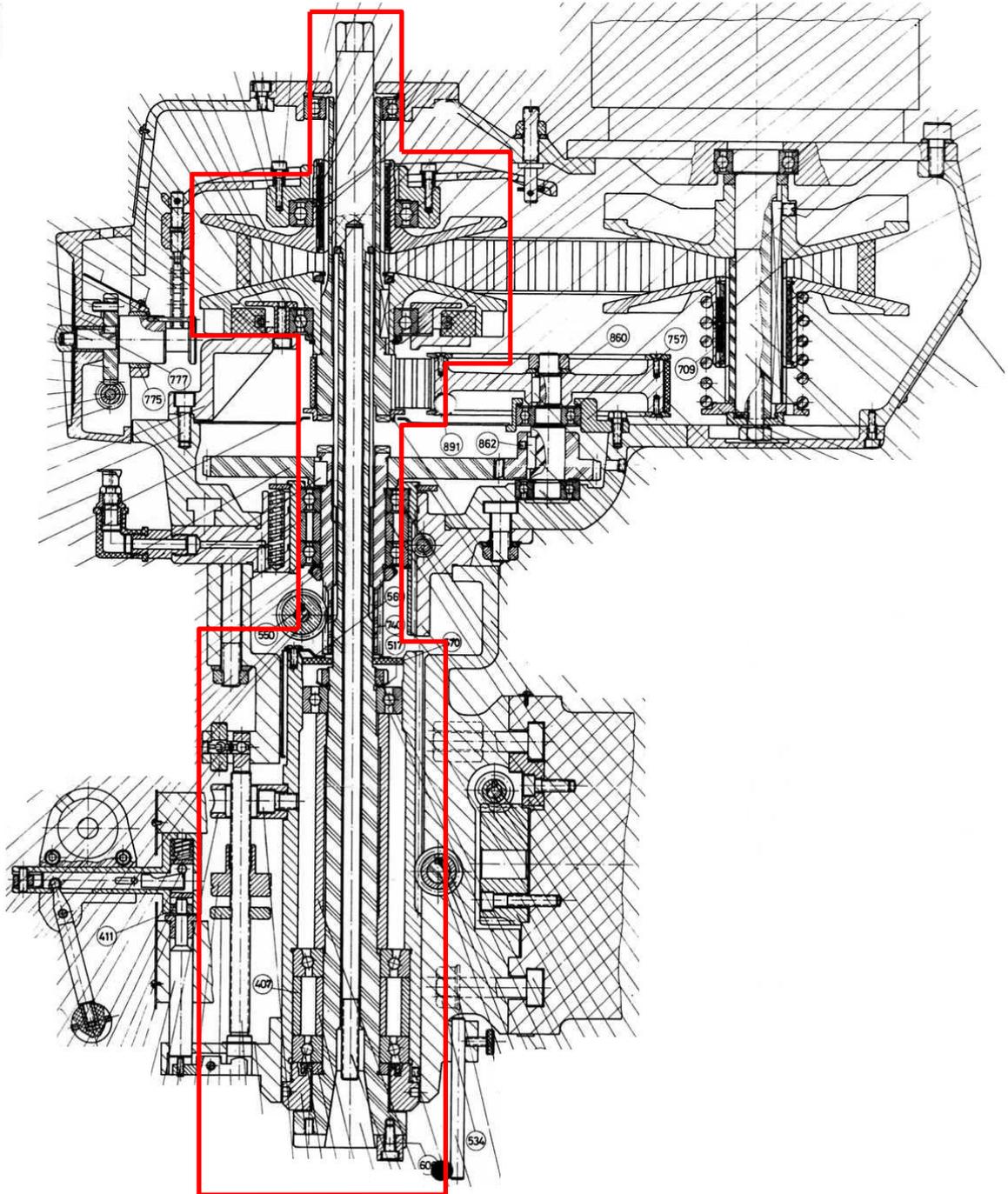


Figura 5.1 Plano del cabezal de velocidad variable

5.3. Generación del modelo

5.3.1. Toma de contacto

A la hora de generar el modelo definitivo previamente se hicieron algunas pruebas con el fin de obtener una primera toma de contacto con el software Marc Mentat®.

Los primeros modelos generados fueron hechos muy simples y con unas medidas arbitrarias que sirvieron para saber en qué dirección iban a ir los resultados. Después de esto los modelos que siguieron se fueron perfeccionando ajustándose mejor a las medidas reales.

En las imágenes siguientes se puede ver cómo fueron estos primeros modelos:

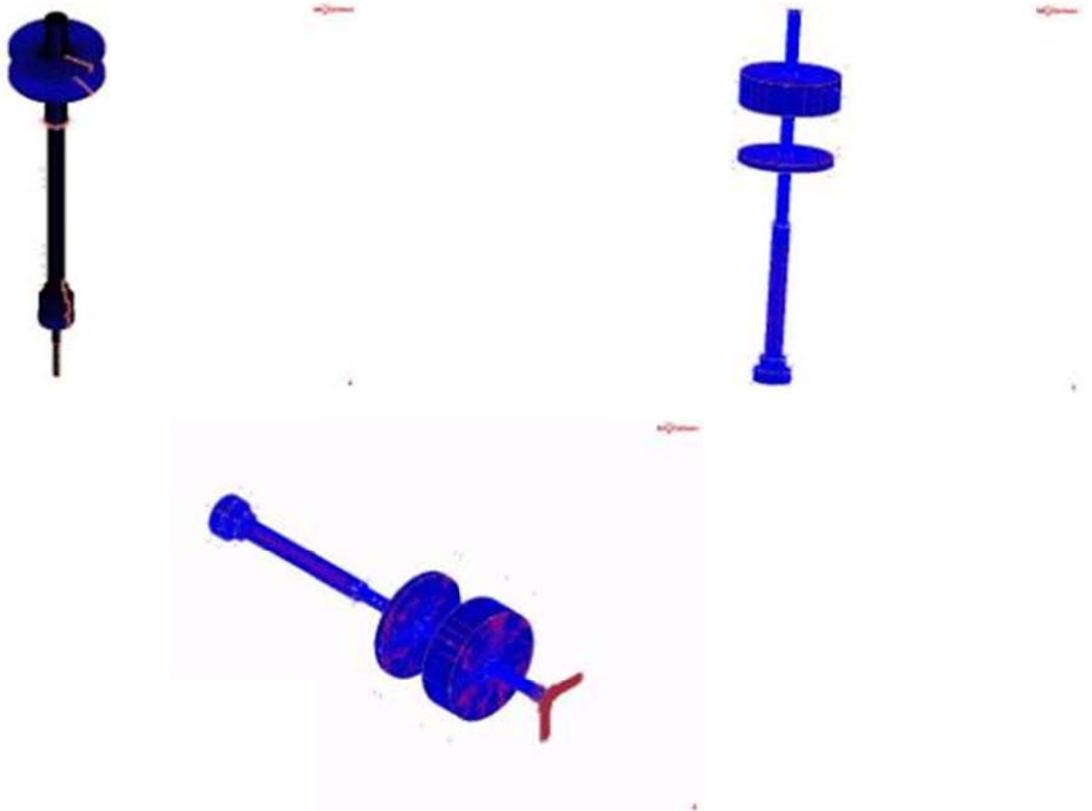


Figura 5.2 Ejemplos de los primeros modelos

5.3.2. Modelo del husillo del cabezal de una máquina fresadora

El tipo de análisis empleado para este apartado, como para los siguientes es en tres dimensiones. Dada la complejidad del modelo y las diversas partes que lo componen, a la hora de obtener dos resultados deseados es necesario un modelo en 3D. Trataremos con un caso lineal.

Para ver mejor que partes de la fresadora se van a modelar y cuales no se va a hacer una comparación entre el plano del cabezal de la fresadora y las partes modeladas en 3D explicando a la vez como se ha hecho para generar la geometría.

En todos los casos que se van a explicar en este apartado el tipo de mallado va a ser el mismo. Para mallar las distintas geometrías se empleó un mallado automático en dos dimensiones. Para este mallado las curvas se subdividieron en tantas partes como fue necesario y a continuación se utilizó el comando **2D planar meshing**, escogiendo de entre todas las opciones la de mallado **Quad Mesh**.

El comando **Quad Mesh** malla automáticamente el contorno cerrado formado por curvas, para ello utiliza elementos cuadrilaterales usando el algoritmo **Advancing front**. Para ello las curvas deben formar al menos un lazo cerrado y permanecer en un único plano.

Después de este mallado planar lo que se hace es expandir estas mallas para crear el modelo **3D**. Es muy importante optimizar el tamaño del elemento, de forma que rellene correctamente el material y el total de elementos no sea excesivo, para así no ralentizar en exceso la simulación. Los elementos finales serán del tipo **Hex8** que es un elemento hexaédrico isoparamétrico, con ocho puntos de integración y ocho nodos de integración total, tal y como se ve en la Figura 5.3.

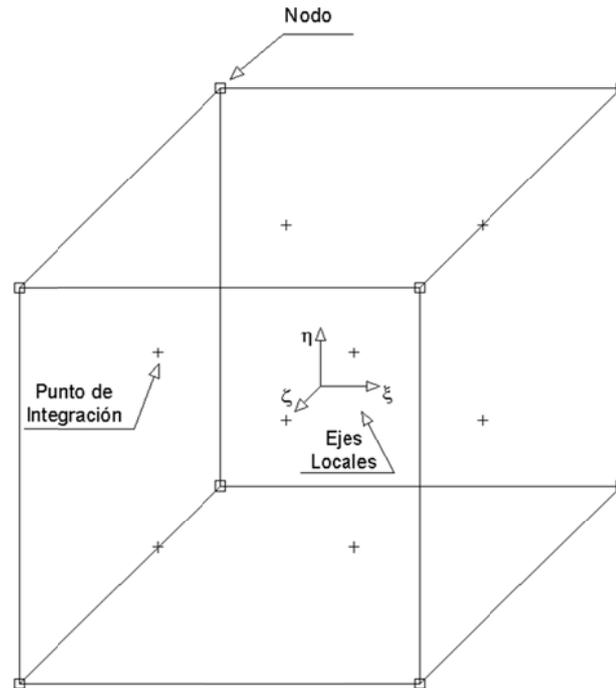
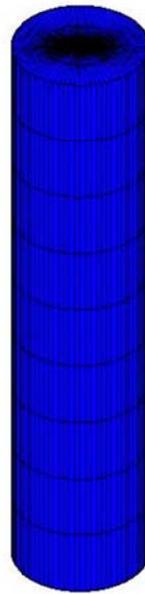


Figura 5.3 Elemento isoparamétrico en tres dimensiones en con ocho nodos y ocho puntos de integración e integración total.

Las distintas partes que se van a modelar son:

- Fresa
- Cono para máquinas CN y centros de mecanizado
- Husillo
- Polea
- Camisa
- Rodamientos

FRESA



MSC Software



4

Figura 5.4 Modelo de Fresa



Figura 5.5 Fresa Real

Para este primer modelo la fresa se va a modelar como un cilindro. Aunque no se modeló tal y como es en realidad la herramienta, las medidas de longitud y anchura se tomaron de una fresa real. Los datos se obtuvieron de un catálogo de Hoffmann-Group eligiendo una fresa de mango cilíndrico de la compañía Garant. Las características se pueden ver en el siguiente recuadro:

HSS PM	DIN 844-B	Tipo N	k10	Z 4	50°	DIN 1835-B	CAD													
$v_c = \text{m/min}$	Al Plásticos	Al Fundición >10% Si	<500 N	<750 N	<900 N	<1100 N	<1400 N	<55 HRC	<60 HRC	<67 HRC	INOX <900 N	INOX >900 N	TI >850 N	GG(G)	CuZn	Grafito PRFV CFRP	Uni	máx	min	Aire
Código ISO:	N	N	N	P	P	P	P	H	H	H	M	M	S	K	N	N				
19 1580-		138	110	83	64	64	37	32			23	18		55	110		●	●	●	

Tamaño = $\varnothing k10$ D_c	19 1580 Garant® Fresa con mango cilin. HSS-PM	L_s	L_{tot}	h_6	$a_e = 1 \times D$	f_z
6	XXX	13	57	6	0,2	0,008
8	XXX	19	69	10	0,3	0,012
10	XXX	22	72	10	0,3	0,019
12	XXX	26	83	12	0,3	0,029
14	XXX	26	83	12	0,3	0,029

Tabla 5.2. Características de fresa de mango cilíndrico

De todas ellas se eligió la primera de todas con 6 mm de diámetro, longitud total 57 mm y longitud de cuchillas de 13 mm.

El perfil que luego se mallaría se generó a partir de un rectángulo como se puede observar en la Figura 5.6:

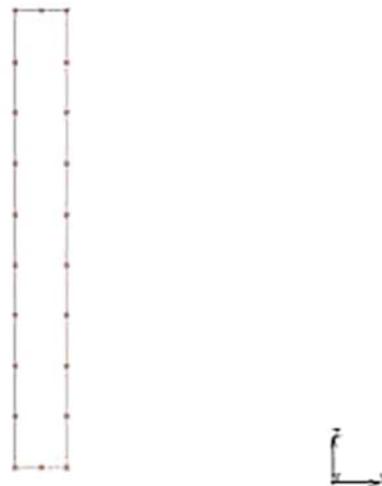


Figura 5.6 Perfil de la Fresa

Como se puede observar en la figura 5.6 este rectángulo se dividió en las partes que se ven utilizando el comando **Curve divisions**, fijando el número

de divisiones en 9 en los lados más grandes y en 2 en los lados más pequeños, para que así pudiera coincidir con los nodos del cono (explicado más adelante).

A continuación después de realizar el mallado de la geometría planar con cuadriláteros usando el algoritmo *Advancing Front*, se obtuvieron los elementos en 3D haciendo una expansión rotatoria que consistió en expandir esos elementos cada $4,5^\circ$ 80 repeticiones consiguiendo así el cilindro visto en la Figura 5.4.

El total de elementos utilizados para crear esta parte fue de 1440 elementos, que son los suficientes para registrar los desplazamientos que se producen cuando se aplica una fuerza.

CONO PARA MÁQUINAS CN Y CENTROS DE MECANIZADO

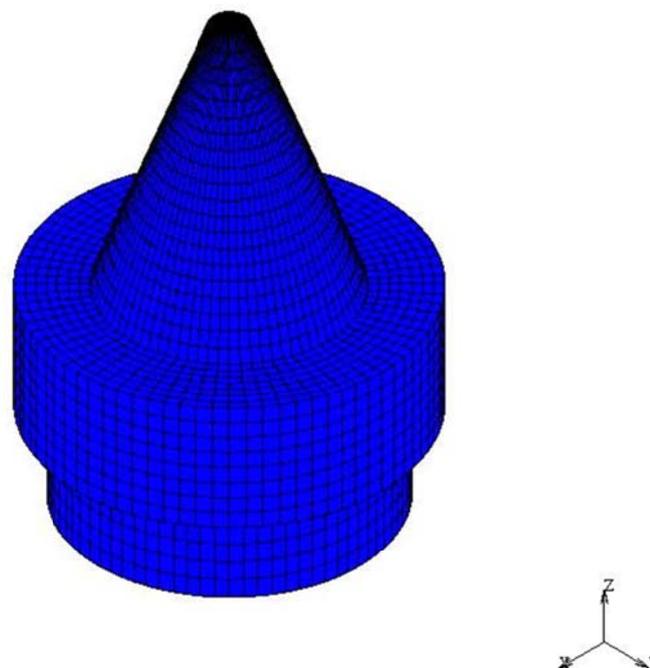


Figura 5.7 Modelo de Cono

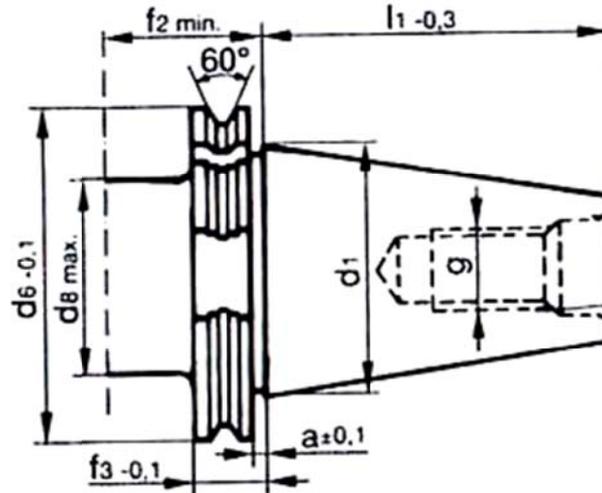


Figura 5.8 Cono real

DIN 69871 parte 1		
	SK 40	SK 50
l1	68,40	101,75
d1	44,45	69,85
d6	63,55	97,50
d8	50,00	80,00
f2	35,00	35,00
f3	19,10	19,10
a	3,20	3,20
g	M 16	M 24

Tabla 5.3 Tabla Norma DIN871 Medidas para Cono

Al igual que la herramienta las medidas de este cono se sacaron de un catálogo de Hoffmann-Group.

El cono que se puede ver en la Figura 5.8 es un cono con medidas dictadas por la norma DIN 69871 parte 1 y de entre los dos modelos se escogió el SK40.

El número total de elementos utilizados en esta parte fue de 8.748.

HUSILLO



MSC Software

4

Figura 5.10 Modelo del Husillo



Figura 5.11 Husillo real en el plano del cabezal

El husillo va a ser la parte central de nuestro estudio y análisis ya que es la pieza que va a soportar los esfuerzos mecánicos, las deflexiones que le van a ser transmitidas mediante la herramienta. Por lo tanto a pesar de su poca esbeltez, se disponen de multitud de apoyos que le darán esa rigidez extra que se necesita. Esa rigidez le será dada por los rodamientos los cuales van a absorber tanto esfuerzos radiales como axiales, los diversos apoyos que existen que le darán rigidez axial y el tornillo de fijación que es la pieza que de alguna forma bloquea al husillo a la hora de realizar el movimiento vertical de subida o bajada. Dado que el husillo se puede desplazar verticalmente este tornillo lo que hace es fijar la posición absorbiendo así los diversos esfuerzos tanto radiales como axiales que el husillo pueda sufrir.

Este husillo va a alojar tanto a la polea como a los rodamientos. Estos rodamientos de los que se hablará más adelante son los que aportan la rigidez que necesita el husillo para no mostrar grandes deformaciones. En total el cabezal de la Máquina Fresadora dispone de 8 rodamientos situados a lo largo del husillo en sitios específicos donde se sabe que se producen las mayores tensiones y deformaciones. La polea, de la que también se hablará más adelante, es la pieza que va a proporcionar el movimiento rotatorio al husillo. Esta polea está alojada dentro del husillo en la parte en que este es más ancho.

La parte inferior del husillo sirve para alojar al cono que va a contener a la herramienta. Por esto la parte interior tendrá forma de cono en donde este encajara perfectamente. Se ha diseñado de tal manera que los elementos de esa parte del husillo y los del cono coincidan para que todo forme un conjunto como se dijo anteriormente.

Cabe decir que la parte inferior del husillo y el cilindro del husillo se hicieron por separado.

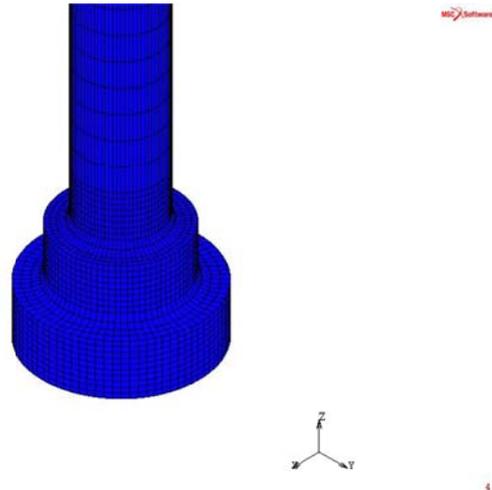


Figura 5.12 Husillo parte inferior

En la Figura 5.13 se puede ver el perfil generado para la parte inferior del husillo. Como se ha dicho el tramo inclinado que se puede ver en la figura es el que después formara el cono. También se puede apreciar que en los escalones se hizo unas radios de acuerdo con el fin de que a la hora de simular no hubiera mucha concentración de tensiones en ese lugar. Esos radios de acuerdo se pudieron hacer gracias al comando **Curve** → **Fillet** dando un radio de 0,3 mm. A continuación se procedió con la división de las curvas y con el posterior mallado en 2D de esa geometría plana. Como se ha especificado en los anteriores componentes del modelo estos elementos planos se expandieron usando una rotación que sería 4,5° cada vez hasta 80 repeticiones.

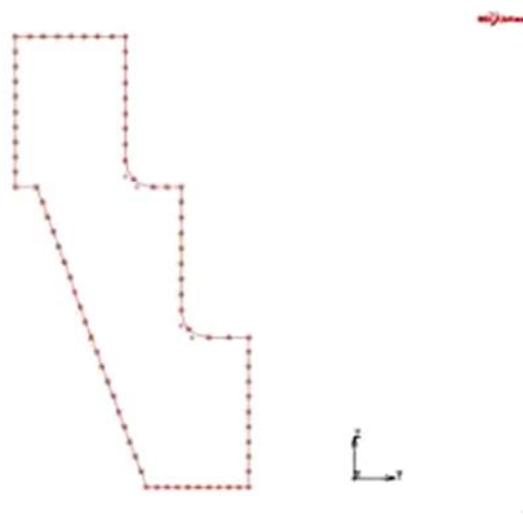


Figura 5.13 Perfil husillo parte inferior

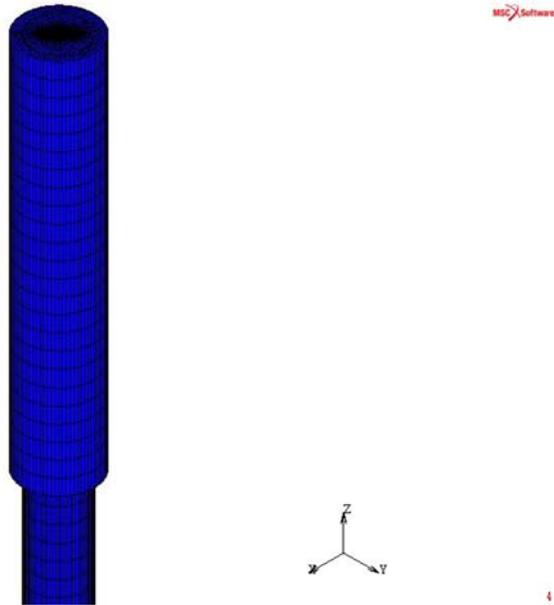


Figura 5.14 Husillo parte inferior

La parte restante del husillo no se generó mediante un perfil sino que lo que se hizo fue convertir una de las caras en elementos planos mediante la función **Convert → Faces to Elements**. De esta manera esos elementos planos forman una circunferencia perfecta que después expandiendo se convertiría en la parte superior del husillo. A la hora de expandir se le ordeno al programa que esos elementos planos se conservaran ya que se iban a utilizar para expandir la segunda parte ya que a una medida de 400 mm desde la parte inferior del husillo la anchura de este varía. Este cambio de radio se hizo para simplificar los distintos cambios de anchura del husillo y varios elementos que no aportaban mayor información. Para hacer eso y que todos los elementos coincidieran lo que se hizo fue utilizar los elementos planos de la anterior expansión más lo que se generaron a partir de una circunferencia de radio mayor. Así pues se finalizó con la última parte del husillo.

La totalidad de los elementos utilizados para crear este husillo fue de 18.648.

POLEA

MSC Software

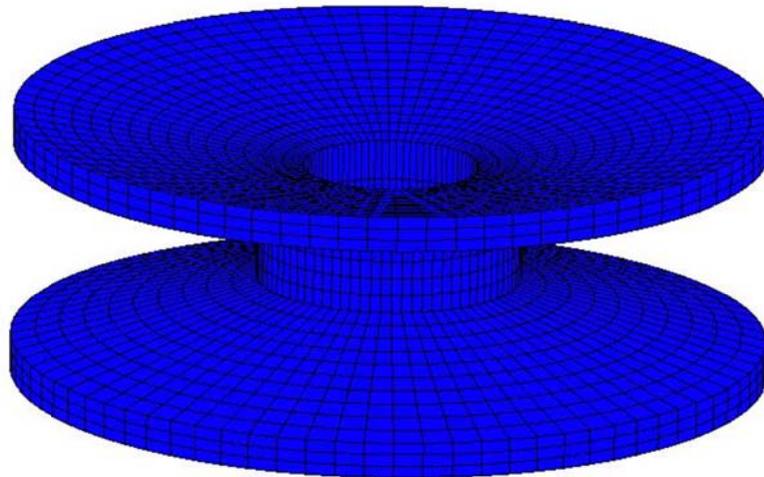


Figura 5.15 Modelo Polea



Figura 5.16 Polea en plano de cabezal

3

Esta es una de las poleas de las que está compuesto el cabezal. Esta polea es de anchura variable permitiendo así variar la velocidad, a menor anchura menor velocidad y viceversa. El movimiento de rotación lo obtiene de una correa que está directamente enganchada al motor de la fresadora. En esta ocasión vamos a modelar el cabezal de la fresadora en modo de alta velocidad.

Lo que se ha hecho para el modelo ha sido dibujar un perfil de la polea con las medidas cogidas del plano y luego mallar ese perfil dándole luego una revolución.

La totalidad de elementos utilizados en la construcción de la polea fue de 1.584.

CAMISA

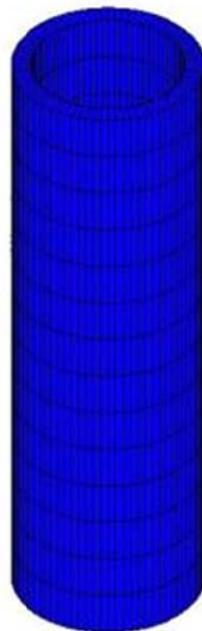


Figura 5.17 Camisa

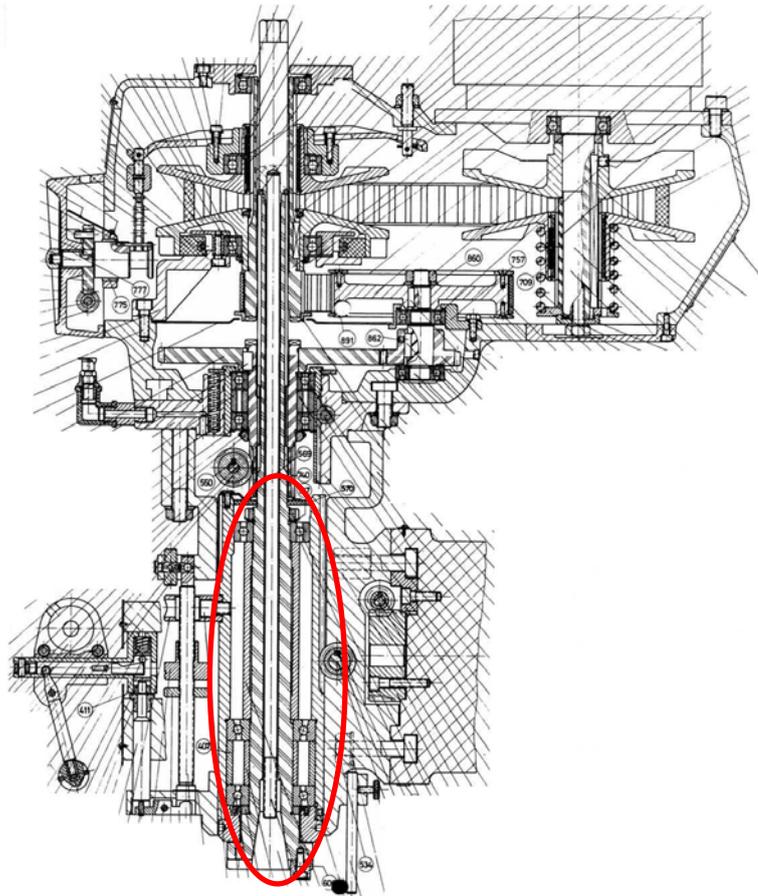
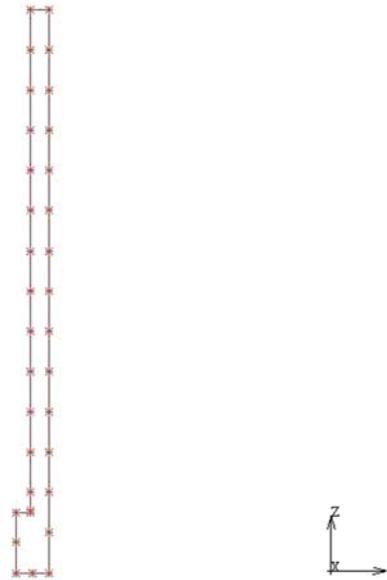


Figura 5.18 Camisa en plano de cabezal

La camisa es la parte del husillo que va a contener a la cremallera y al tornillo de sujeción. Esta va a rodear al husillo y a los rodamientos y también va a tener movimiento vertical pero al contrario del husillo la camisa no tendrá movimiento de rotación.

El husillo está conectado a la camisa mediante los rodamientos. De esta forma el husillo girará solidario a uno de los lados del rodamiento mientras que el otro se encontrará fijo, pegado a la camisa.

Al igual que las demás partes, primero se generó un perfil que es el que se puede ver en la Figura 5.19.



3

Figura 5.19 Camisa en plano de cabeza

A partir de este perfil se generó la malla tridimensional expandiendo la malla plana 4,5° 80 veces.

RODAMIENTOS



4

Figura 5.20 Rodamientos

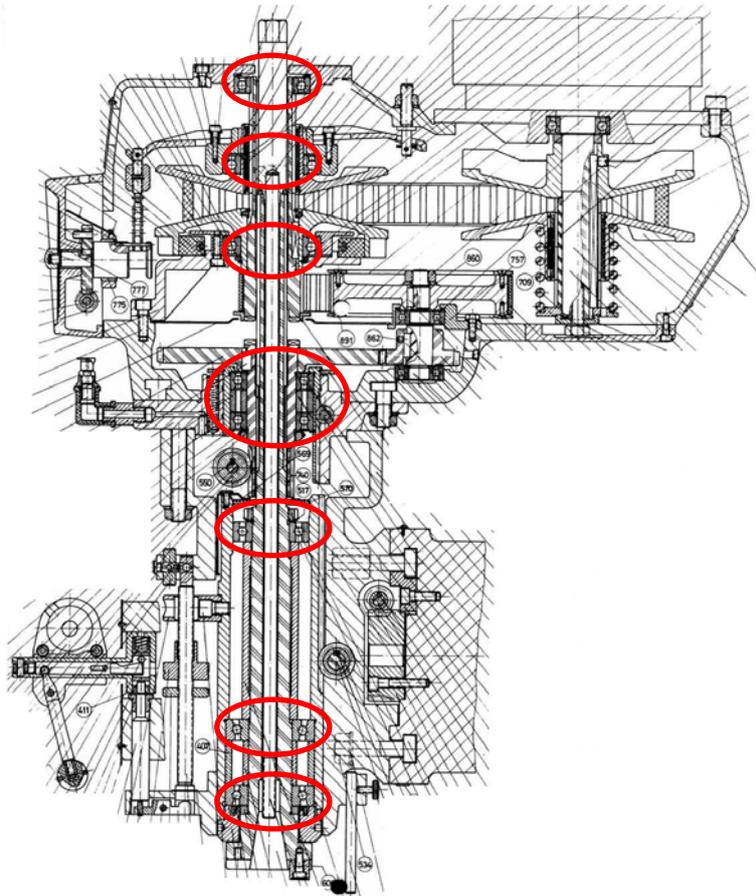


Figura 5.21 Rodamientos en plano de cabezal

Los rodamientos son los elementos del modelo que van a absorber los esfuerzos tanto radiales como axiales y van a proteger la rotación del husillo. Cuando la herramienta se ve sometida a un esfuerzo esta se transmite al husillo y de ahí a las camisas exteriores a través de los rodamientos.

En el software Marc se modelaron de dos formas diferentes. Como se puede ver en la Figura 5.20 hubo tres de ellos que se hicieron físicamente, es decir, se modelaron como elementos a partir de un simple perfil cuadrado expandido con una rotación.

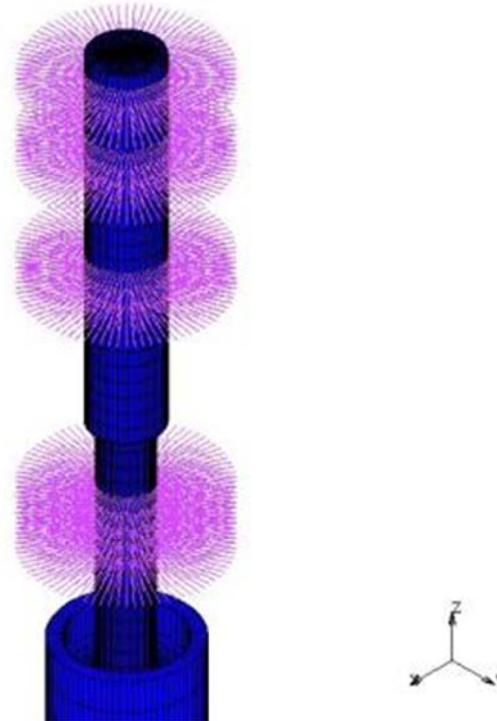


Figura 5.22 Rodamientos en forma de fuerza

Los demás rodamientos que aparecen en el plano se modelaron como fijaciones. Estas fijaciones se hicieron mediante **Boundary Conditions** → **Fixed Displacement** poniendo una fuerza de fijación en el eje x. Esta fuerza de fijación de magnitud cero se transformó en una fijación radial mediante una transformación cilíndrica para que el husillo se mantuviera fijado en todas las direcciones.

MODELO ENTERO

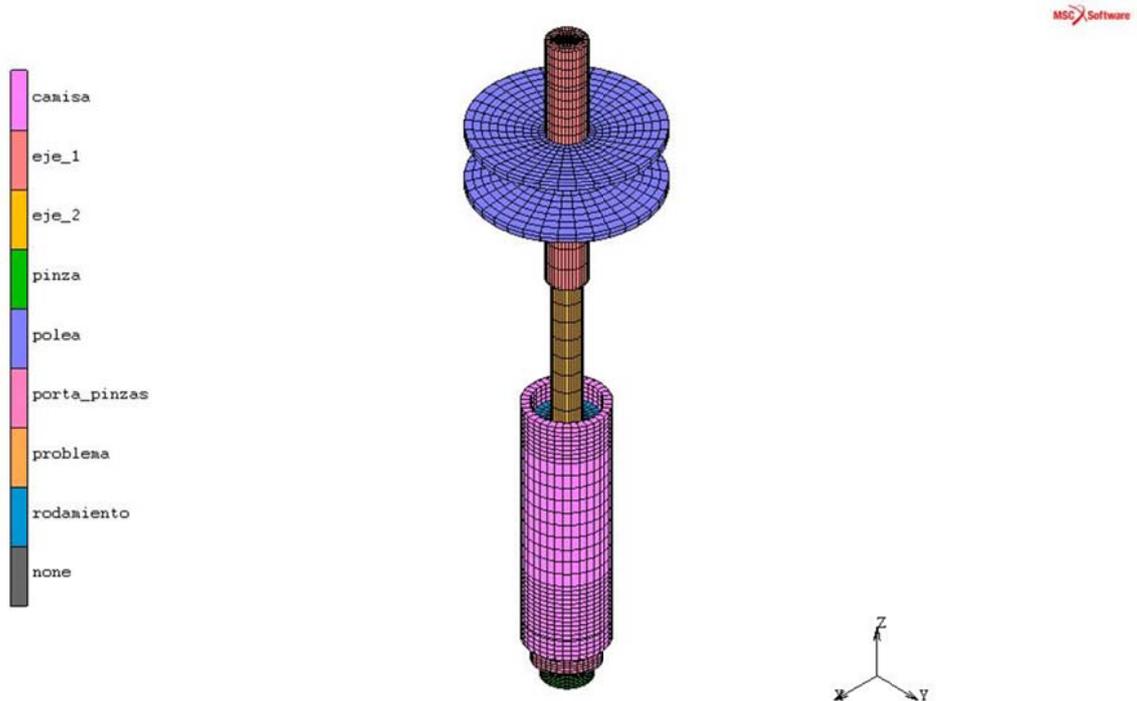


Figura 5.23 Modelo Entero

Como se puede ver en la anterior figura así es como quedaría el conjunto que se va a simular. Todo forma un conjunto porque las partes se han realizado de tal forma que los elementos comparten nodos con todos los elementos vecinos. La totalidad de elementos utilizados en todo el conjunto es de 32.652 elementos.

Esto se pudo hacer gracias a la herramienta **Sweep** marcando una tolerancia de 0.001 y aplicándola a todos los nodos del conjunto. Con esta herramienta todos los nodos que están separados por 0.001 mm de distancia o menos se fusionan en un solo nodo permitiendo así que todo se comporte como un conjunto.

A su vez se aplicó también la herramienta **Attach**, utilizando esta vez **Detach** en la que se seleccionó todos los nodos y elementos permitiendo que la malla se separara de la geometría de los perfiles de las distintas partes.

A la hora de hacer la simulación se le asignaron al modelo unas determinadas propiedades de material.

Para asignar las propiedades del material utilizamos la herramienta **Material Properties**. Se elige un material estándar con un Módulo de Young (E) de 210 GPa típico de los aceros y un Coeficiente de Poisson (ν) de 0,3. Estas propiedades se aplicaron a todo el conjunto de elementos.

5.3.3. Condiciones de contorno

En este modelo vamos a tener como condiciones de contorno tanto fijaciones del desplazamiento y de la rotación como cargas puntuales.

Denominamos fijaciones a toda aquello que impida el movimiento de traslación o de rotación en los distintos ejes de los nodos, y por tanto de los elementos, en los que se aplique.

En el husillo del cabezal de la máquina fresadora existe una cremallera que tiene la función de mover verticalmente el husillo, bajándolo o subiéndolo tal y como se requiera. Esta cremallera aparte de dar este movimiento en el eje z da una fijación en este eje, pudiendo así absorber los esfuerzos verticales. Así pues en el modelo se puso una fijación de movimiento en el eje z en la posición donde se encuentra la cremallera.

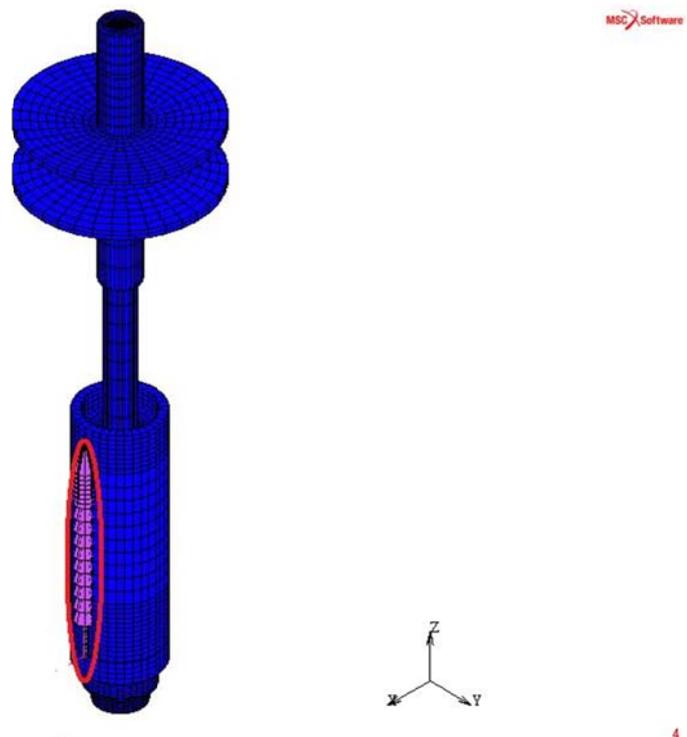


Figura 5.24 Fijaciones de la cremallera

Como ya se ha dicho anteriormente los rodamientos se modelaron como fijaciones radiales con el objetivo de simular todo el conjunto del cabezal que mantiene fija la parte del husillo y así ahorrarnos los inconvenientes de tener que modelarlos con elementos.

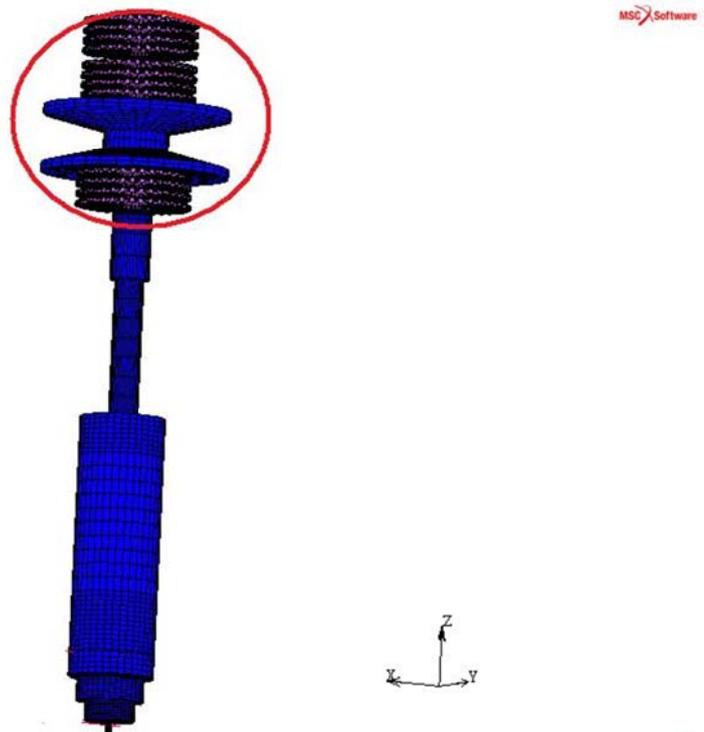


Figura 5.25 Fijaciones de los rodamientos

A su vez también se ha añadido una fijación que va a ser la que impida el giro de todo el conjunto. Esta fijación se va a aplicar en la polea porque va a ser la correa que proporciona el giro a esta, la que va impedir que el conjunto pueda girar. Se ha definido que se impida el movimiento en el eje y.

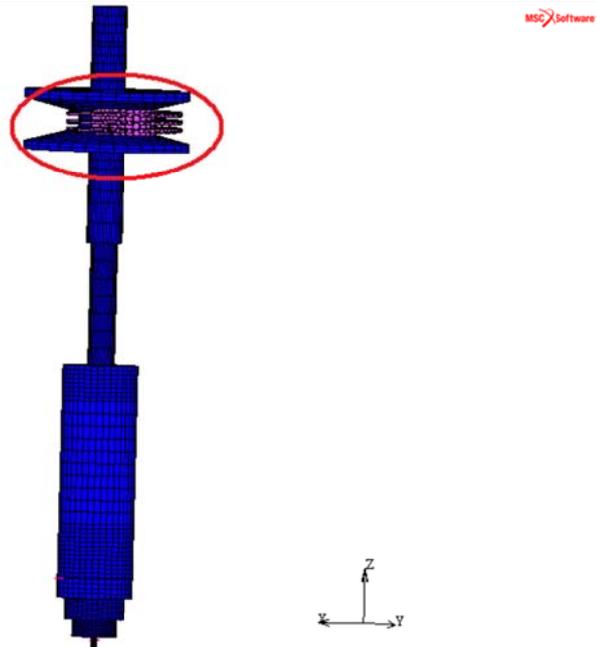


Figura 5.26 Fijaciones prevenir giro

Otra de las fijaciones que se va a utilizar va a ser la correspondiente al tornillo de sujeción que se encuentra en la camisa. En la Figura 5.26 es la parte que está señalada en rojo. Este tornillo de sujeción sirve para fijar la posición del husillo en relación la pieza a mecanizar. Este tornillo va a proporcionar fijación en los ejes y y z.

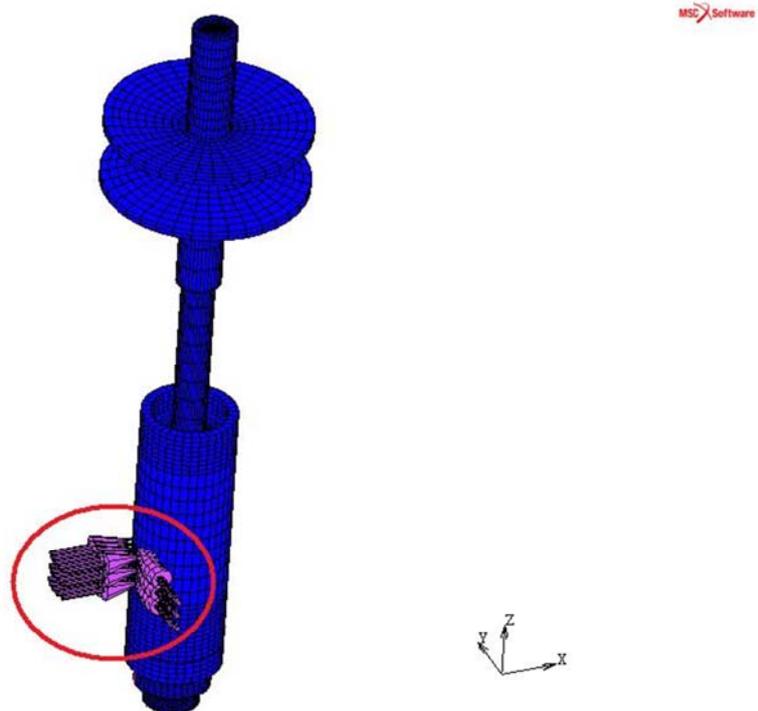


Figura 5.27 Fijaciones del tornillo de sujeción

En cuanto a las cargas lo que se hizo fue aplicar una fuerza repartida entre dos nodos de la base de la fresa. De este modo podemos simular la fuerza de reacción que se ejerce sobre la herramienta una vez se está mecanizando. A modo de ejemplo para el cálculo estático se aplicó una fuerza de 1 N en los 3 ejes repartida entre los dos nodos de la base de la fresa, soportando así cada nodo un total de 0,5 N en los ejes x, y, z.

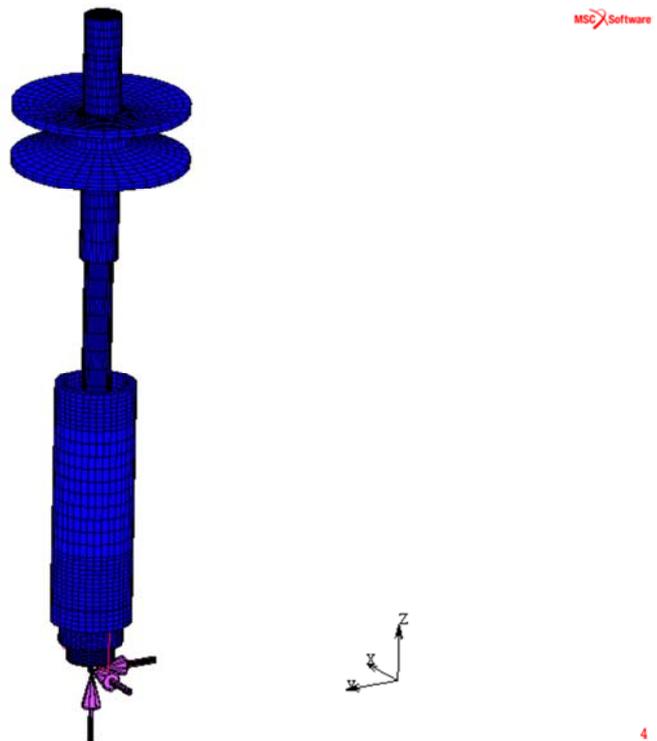


Figura 5.28 Fuerzas

5.4. Análisis estático

El caso del que nos vamos a ocupar en este apartado es el caso estático. Por lo tanto a la hora de realizar el caso de carga elegiremos el caso estático. Se ha empleado un método de paso fijo, y el número de incrementos ha sido 1, al tratarse de un caso lineal. Además como la malla no sufre grandes deformaciones no es necesario realizar remallados.

Una vez definido el modelo, sus propiedades y las condiciones de contorno, se procedió con el análisis estático. Con esto lo que vamos a analizar va a ser la forma en la que se comporta el conjunto del husillo ante la influencia de unas fuerzas ejercidas en la herramienta. De esta forma vamos a simular que es lo que sucede cuando se está mecanizando a nivel estático.

La forma de proceder con este análisis es primero crear un caso de carga. Mediante la función **LoadCases** seleccionamos un caso estático empleando un método de paso fijo y siendo el número de incrementos igual a 1, ya que se trata de un caso lineal. A continuación se va a **Jobs** eligiendo otra vez un trabajo mecánico. A la hora de elegir lo que queremos obtener se le dice al programa que queremos obtener el *Equivalent Von Misses* porque los desplazamientos en los diferentes ejes ya se obtienen de manera automática. En la opción de **Initial Loads** se elige todas las restricciones que hemos puesto menos la fuerza que se va a aplicar. La matriz que se va a usar para resolver el sistema de ecuaciones va a ser una *multifrontal sparse*.

Una vez ajustado todos los parámetros se procede a la ejecución del análisis. En los primeros modelos siempre se obtenían problemas relacionados con la malla o con las condiciones de contorno. Una vez solucionados estos problemas el análisis solamente tarda 48 segundos en realizarse. Para realizar el análisis de los resultados se debe ir a la opción de **Results**.

5.4.1. Desplazamiento en x

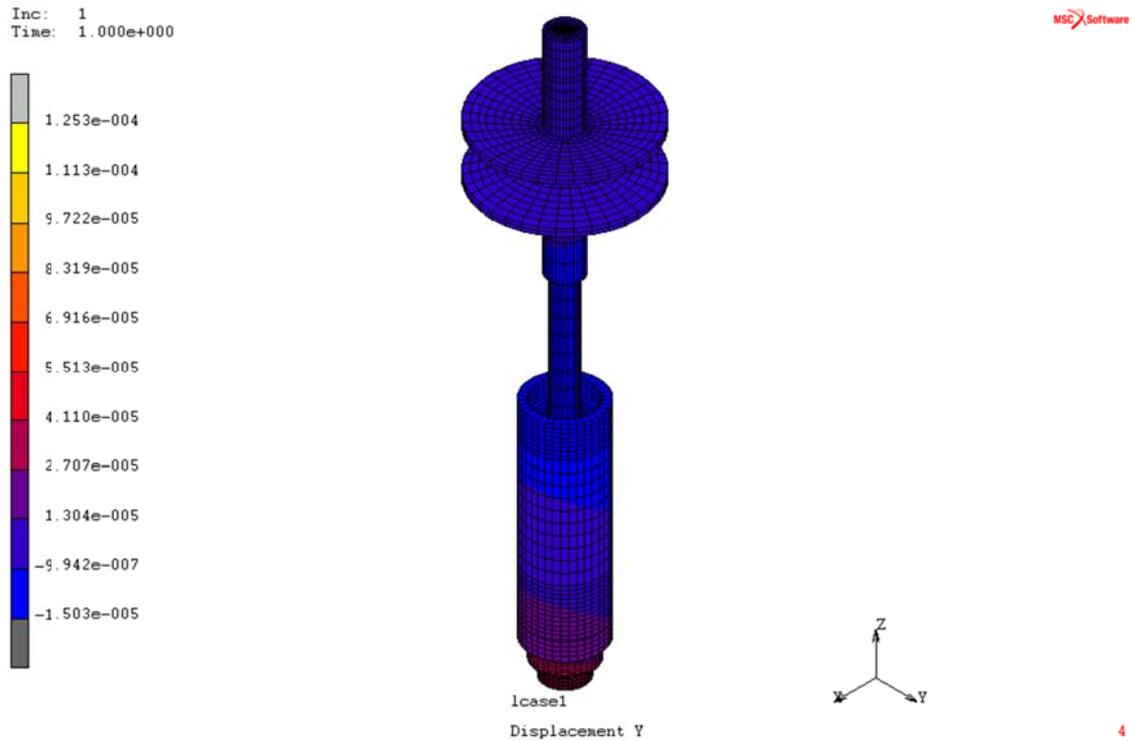


Figura 5.29 Resultado estático desplazamiento en x

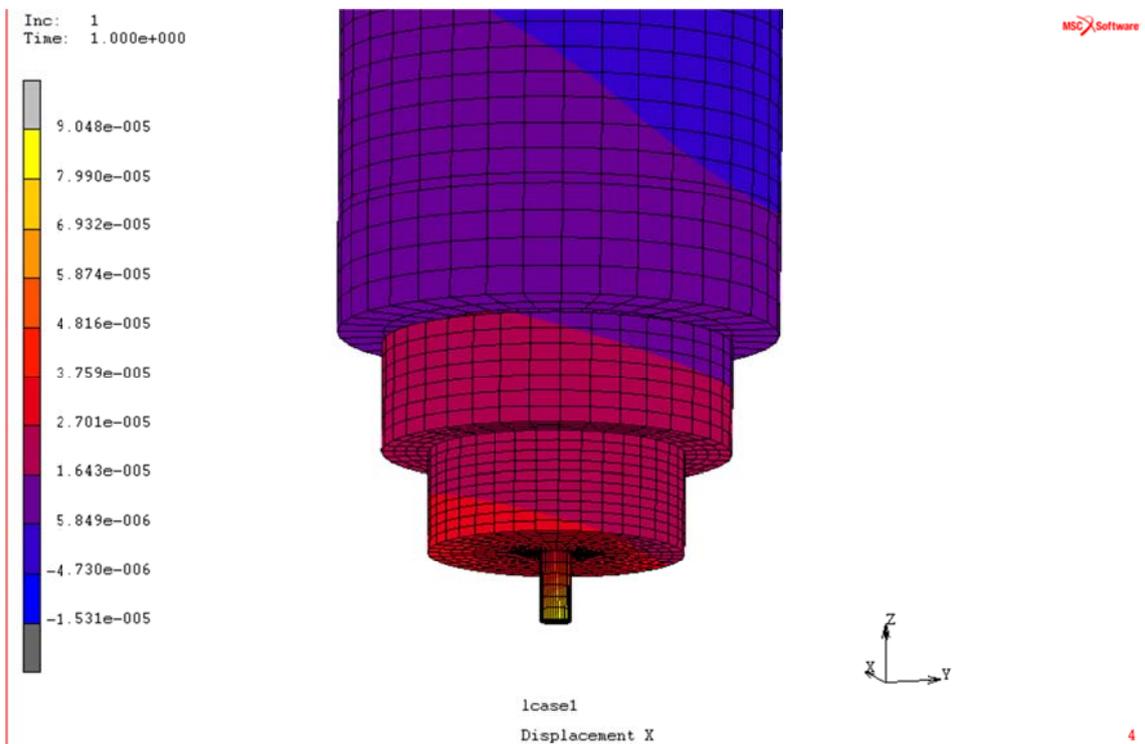


Figura 5.30 Resultado estático desplazamiento en x, detalle parte inferior

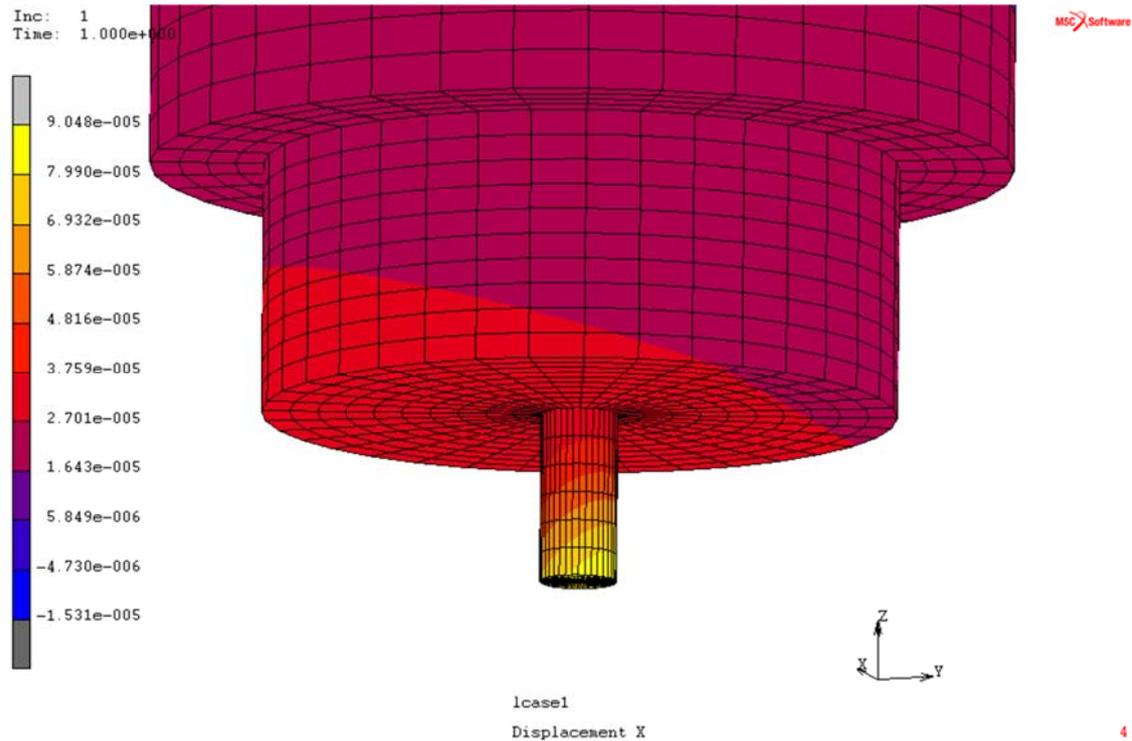


Figura 5.31 Resultado estático desplazamiento en x, detalle herramienta

Como ya se dijo anteriormente la fuerza que se ha aplicado al conjunto ha sido de 1 N. Esto se ha hecho así, ya que al ser un caso lineal, para saber que desplazamiento tenemos para cualquier otra fuerza en un punto cualquiera, lo único que se deberá hacer será multiplicar el valor de la fuerza por el valor del desplazamiento en el punto que deseemos. Por lo tanto de esta manera se simplifica el análisis de desplazamientos para cualquier fuerza. Por poner un ejemplo:

Si en la base de la herramienta tenemos un desplazamiento para 1 N de $7,990 \cdot 10^{-5}$ mm, para un valor de 500 N tendremos: $500 \times 7,990 \cdot 10^{-5}$ un desplazamiento de 0,03995 mm. Para que el ojo humano pudiera percibir un desplazamiento de 1 mm se debería aplicar una fuerza de 12.000 N aproximadamente, es decir, 1.200 kg, fuerzas que muy rara vez se llegan a alcanzar.

Si analizamos los desplazamientos que se han producido en el eje x se puede ver que la fuerza afecta mayormente a la zona de la herramienta. Esto

es obvio ya que es ahí donde se aplica las fuerzas. Cuanto más nos alejamos del punto de aplicación menos se perciben los efectos de las fuerzas, debido en gran parte a la rigidez que adquiere el husillo cuando se le añaden los rodamientos y se le aplican las restricciones.

Como se puede observar los desplazamientos son prácticamente imperceptibles, siendo verdad que se aplica una fuerza de 1 N, pero incluso cuando se aplica una fuerza de 500 N los resultados que se obtienen son del orden de 10^{-2} .

La distribución de los diferentes valores de los desplazamientos a lo largo del husillo los encontramos de la forma en que se presenta en las diversas figuras debido a la dirección en la que se aplican las fuerzas. Se puede observar que es en la zona amarilla de la herramienta donde se ha aplicado las fuerzas en dirección radial interior al husillo.

5.4.2. Desplazamiento en y

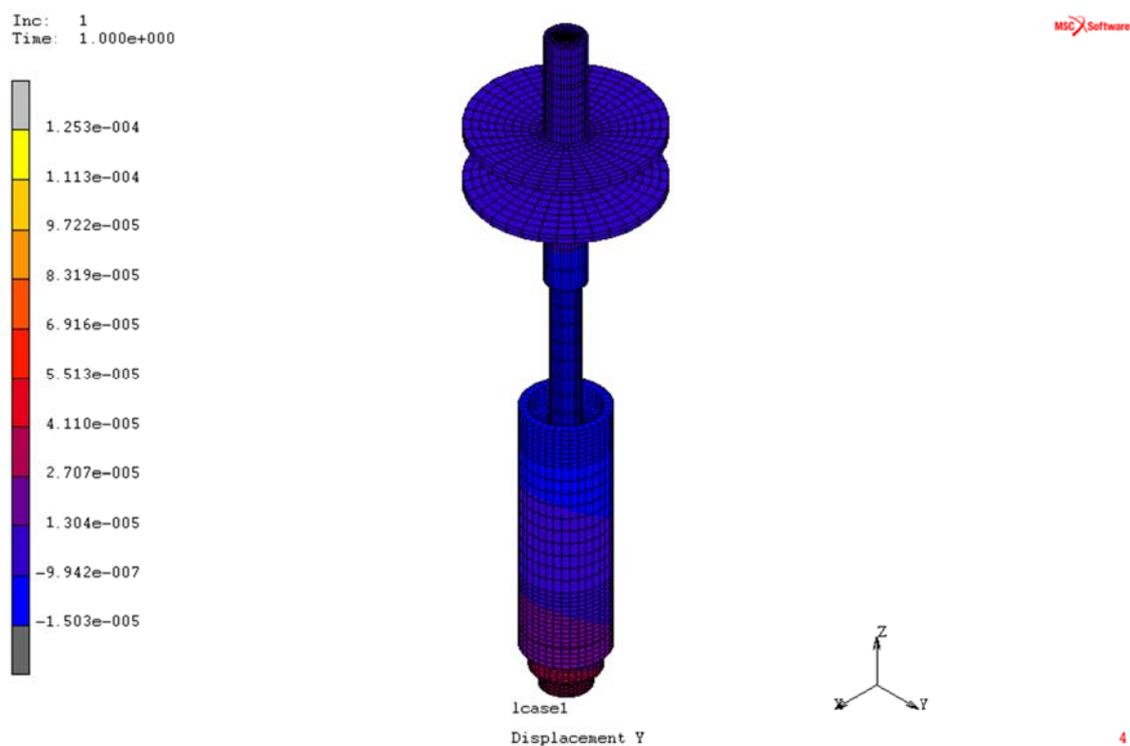


Figura 5.32 Resultado estático desplazamiento en y

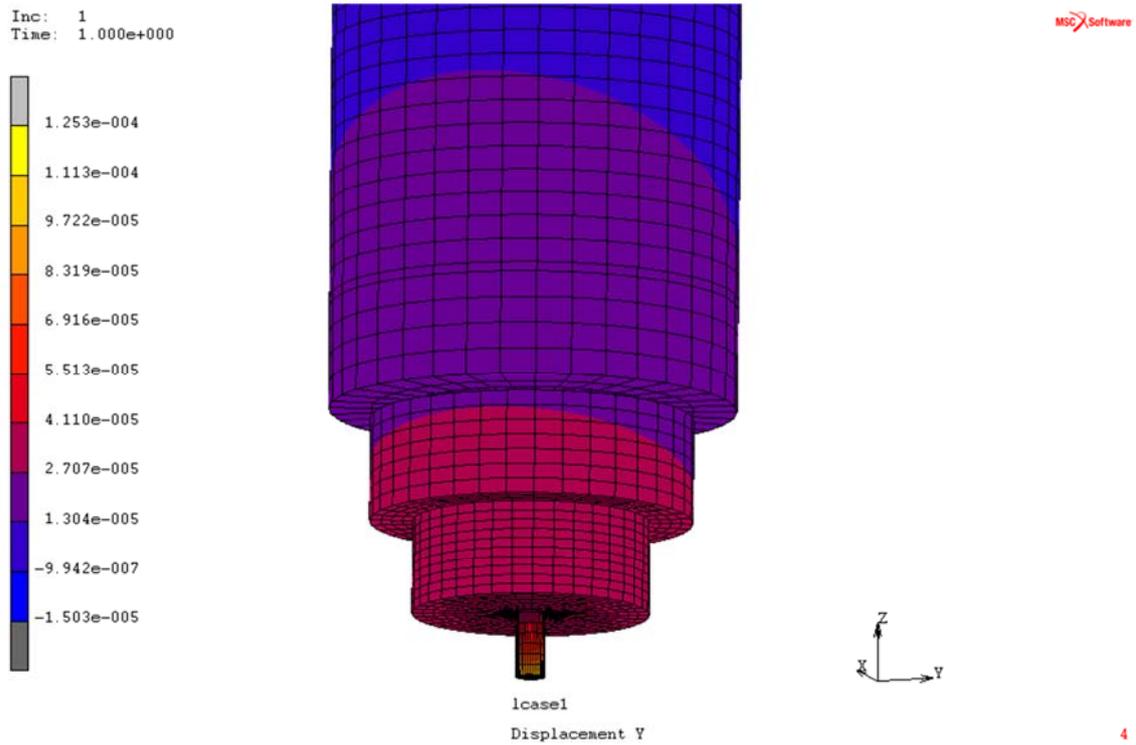


Figura 5.33 Resultado estático desplazamiento en y, detalle parte inferior

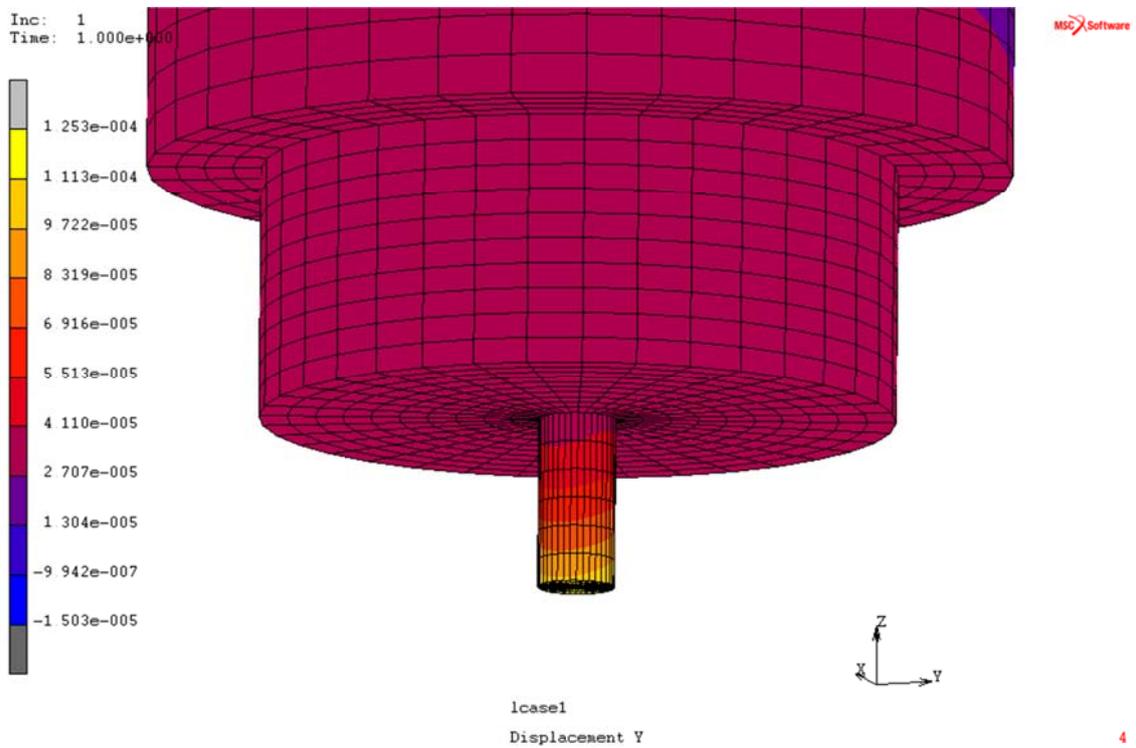


Figura 5.34 Resultado estático desplazamiento en y, detalle herramienta

Lo mismo que se ha explicado en el apartado de desplazamiento en x se puede aplicar para los desplazamientos en y. Como se puede observar los valores son del mismo orden que en x, lo cual es lógico si se tiene en cuenta que las fijaciones que se han aplicado, que involucran a los ejes x e y, ó son en dirección radial ó son en las dos direcciones. Por lo tanto todo lo que se ha dicho para el eje x vale para el eje y.

5.4.3. Desplazamiento en z

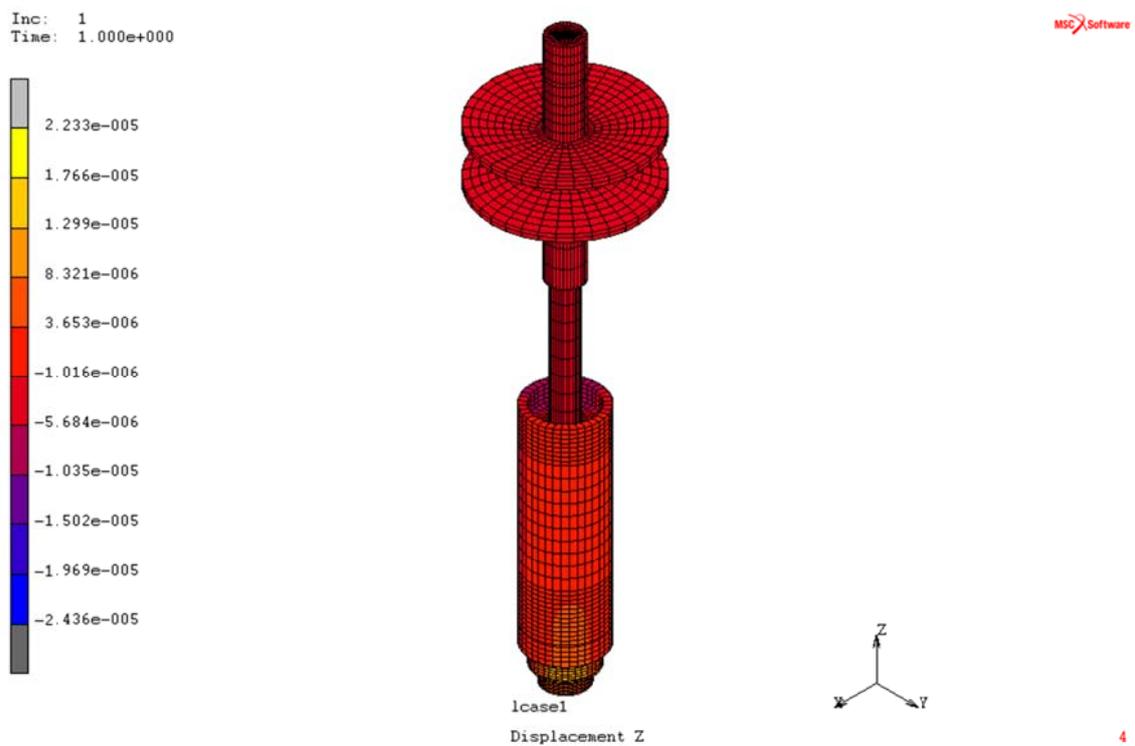


Figura 5.35 Resultado estático desplazamiento en z

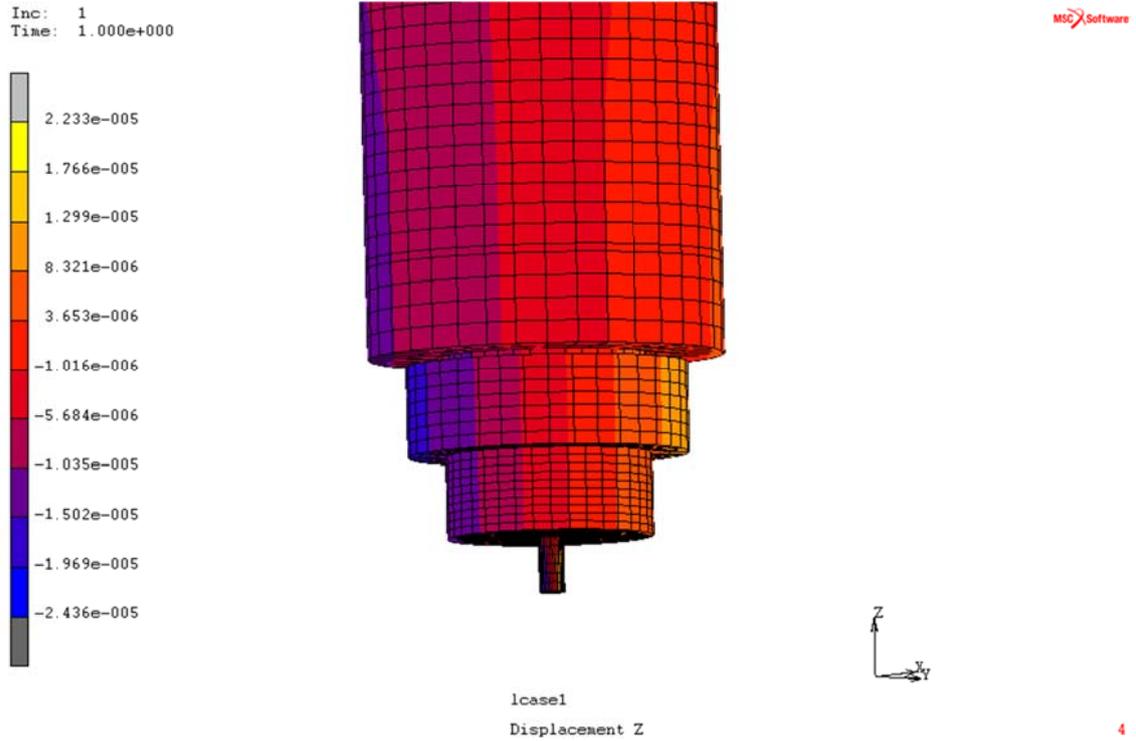


Figura 5.36 Resultado estático desplazamiento en z, detalle parte inferior

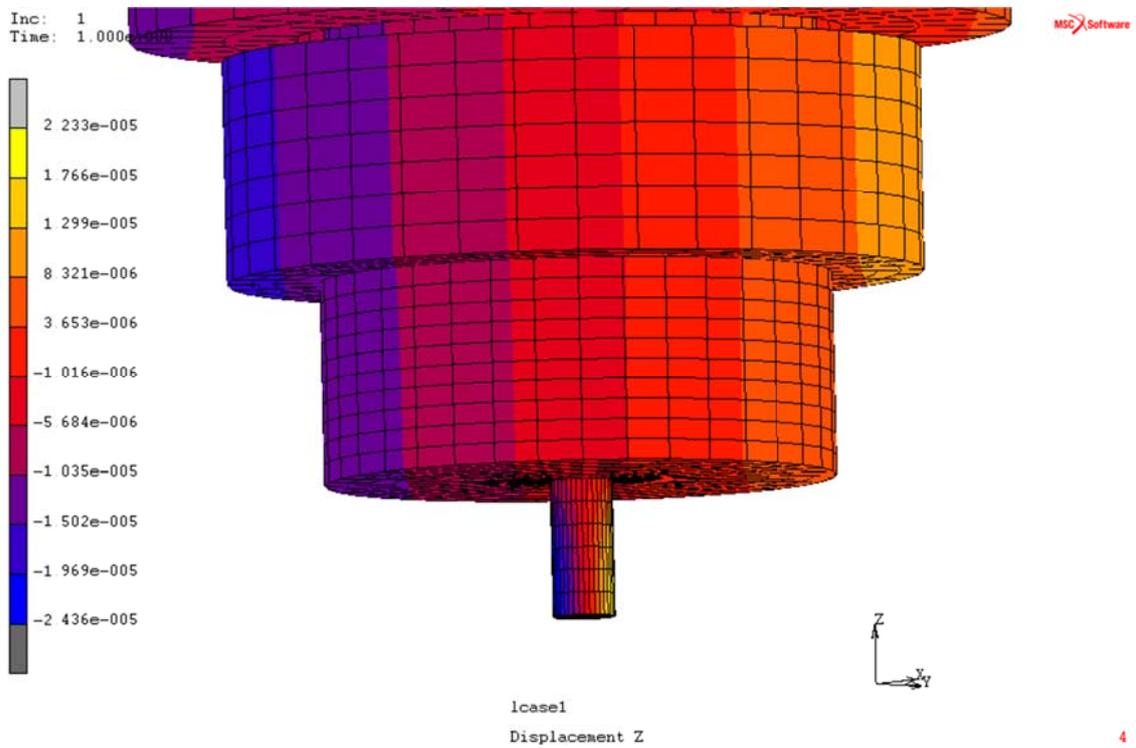


Figura 5.37 Resultado estático desplazamiento en z, detalle parte herramienta

Como se puede observar los desplazamientos que ocurren en el eje z son más pequeños que en los ejes x e y. Esto se explica viendo que en el eje z no se va a producir flexión alguna prácticamente. Por lo tanto como se puede ver los desplazamientos van a tener un orden menor.

5.4.4. Equivalent Von Mises

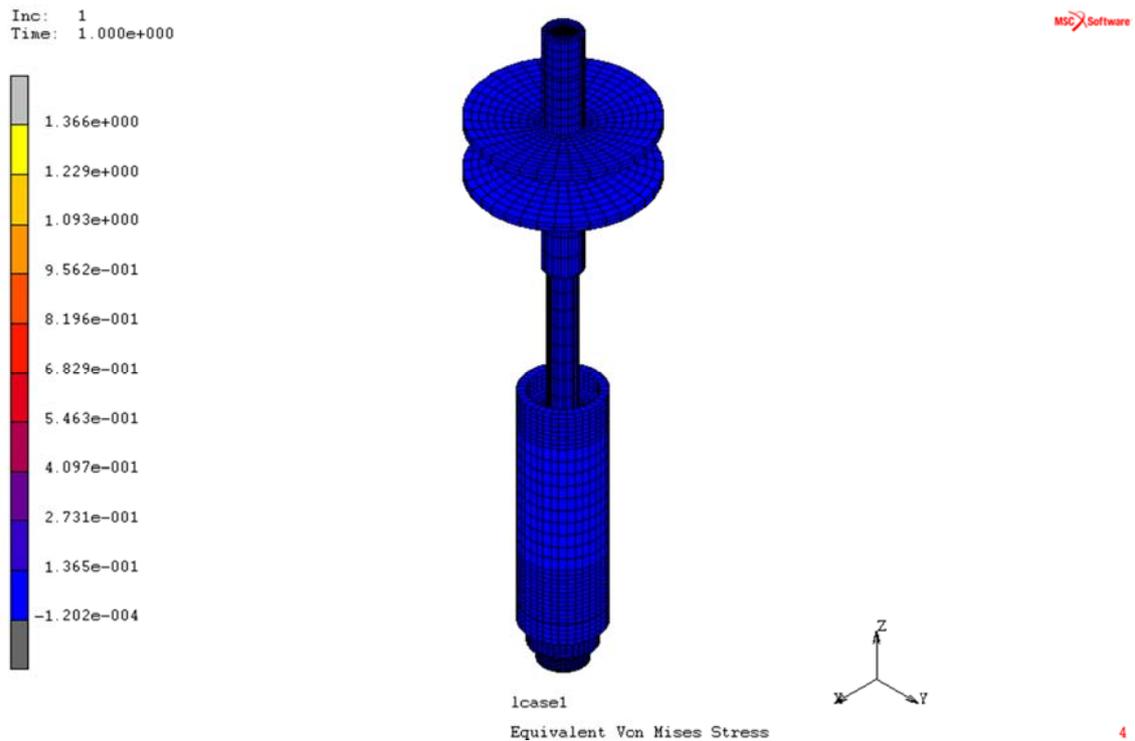


Figura 5.35 Resultado estático Equivalent Von Mises



Figura 5.36 Resultado estático Equivalent Von Misses detalle herramienta

Las tensiones y deformaciones tridimensionales se desarrollan en varias direcciones. Una forma habitual de expresar estas tensiones multidireccionales consiste en resumirlas en una tensión equivalente, también denominada tensión de *Von Misses*. Un sólido tridimensional tiene seis componentes de tensión. En algunos casos, la combinación de esas seis componentes de tensión en una única tensión equivalente se relaciona con el sistema de tensiones reales, tal que:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2 + \frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_z)^2 + \tau_{xz}^2 + \frac{1}{2}(\sigma_y - \sigma_z)^2 + \tau_{yz}^2}$$

Como se puede observar en la Figura 5.35, el aplicar la fuerza de 1 N apenas afecta al conjunto del husillo, tan solo como se puede ver en la siguiente figura, afecta a la herramienta ahí donde se aplica la fuerza y en las zonas donde por geometría existe acumulación de tensiones.

5.5. Análisis modal

El objetivo del análisis modal es determinar las frecuencias naturales y modos de vibrar de un objeto o estructura durante vibración libre o natural si sufriera cualquier perturbación. Luego, la respuesta final será el producto de la combinación de todas las respuestas a través de una especie de promedio ponderado. Por ejemplo, las cuerdas de un piano están ajustadas para vibrar a una frecuencia específica. A pesar de que los resultados del análisis no están basados en un estado de cargas específico, se pueden usar para predecir el efecto de aplicar cargas dinámicas.

Para esta operación es recomendable utilizar los elementos finitos ya que además de que los cálculos son aceptables, el modulo que se analiza tiende a tener forma compleja. Así pues los modos de vibración en los que nos vamos a fijar van a ser los correspondientes a las bajas frecuencias ya que pueden ser los modos predominantes en el modelo. Cabe decir que a la hora de realizar un análisis modal la amortiguación generalmente se ignora, por lo que no la tendremos en cuenta.

Para realizar un análisis modal en Marc, primero se debe definir un caso de carga en **Loadcases** en el que elegiremos un caso **Dynamic Modal**. Por defecto esta puesto que se saquen 10 modos de vibración que es lo que se hará. Después para realizar el análisis vamos a **Jobs** y abrimos un trabajo nuevo, yendo a propiedades y eligiendo esta vez el caso de carga modal y escondiendo el estático. En este caso en las cargas iniciales se elegirán todas menos la de la fuerza.

Una vez realizado el trabajo lo único que queda es darle a ejecutar y los resultados que se obtienen de este análisis se pueden observar en la Tabla 5.4.

Se puede concluir que el conjunto del husillo está muy bien diseñado porque el primer modo de vibración se alcanza a frecuencias muy elevadas a

las que será muy difícil de llegar mediante un uso normal de la maquinaria. Por lo tanto si se trabaja en un rango de frecuencias que este cerca de los modos de vibración, habrá que estar atentos en no alcanzar las frecuencias de los modos.

Modos de vibración	Frecuencia
1°	530,9 Hz
2°	665,6 Hz
3°	724,7 Hz
4°	1320 Hz
5°	1634 Hz
6°	2140 Hz
7°	2594 Hz
8°	2604 Hz
9°	2638 Hz
10°	2740 Hz

Tabla 5.4 Resultado análisis modal

A continuación se presenta las distintas formas que toman los distintos modos del conjunto del husillo.

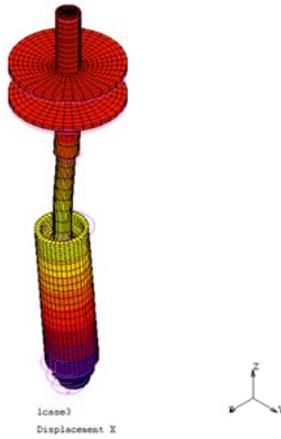
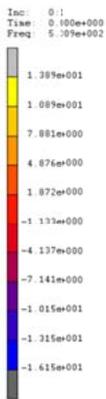


Figura 5.37 1º Modo

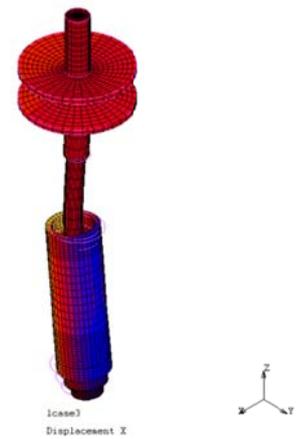
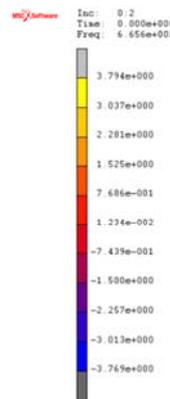


Figura 5.38 2º Modo

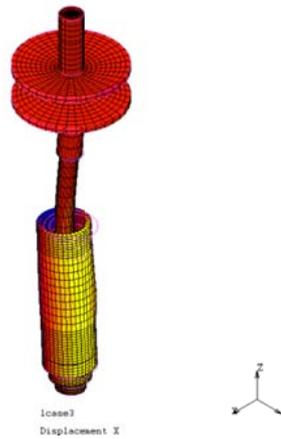
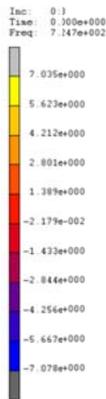


Figura 5.39 3º Modo

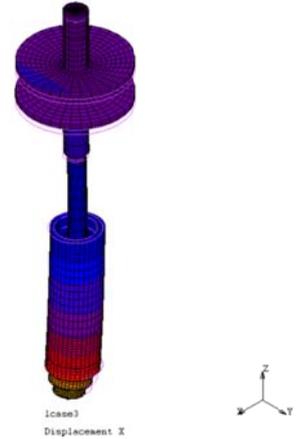
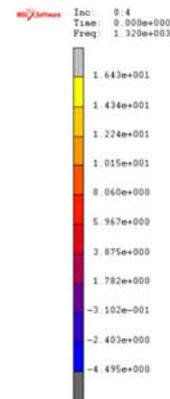


Figura 5.40 4º Modo

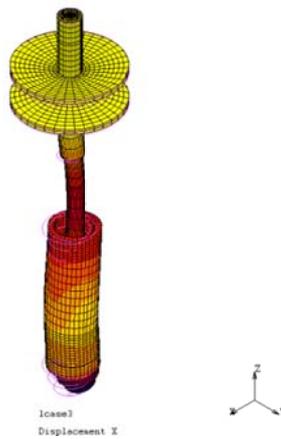
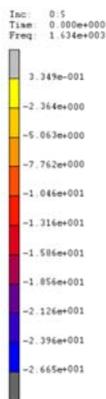


Figura 5.41 5º Modo

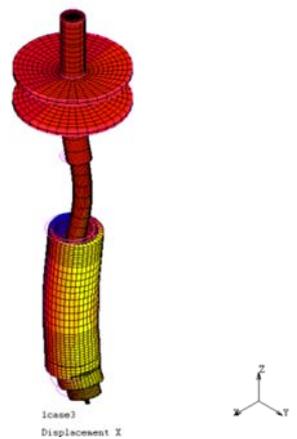
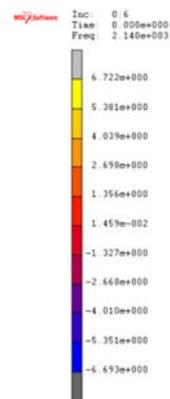


Figura 5.42 6º Modo

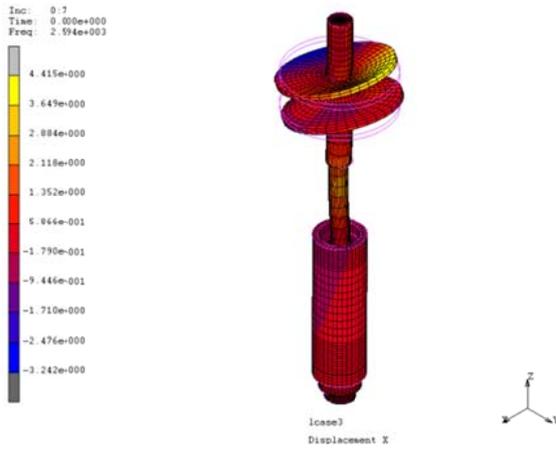


Figura 5.43 7º Modo

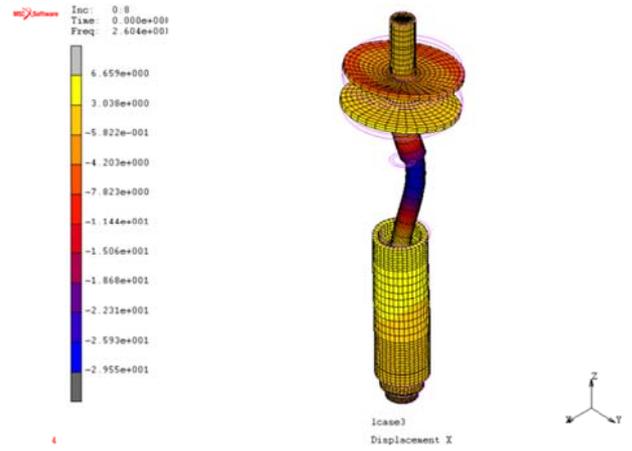


Figura 5.44 8º Modo

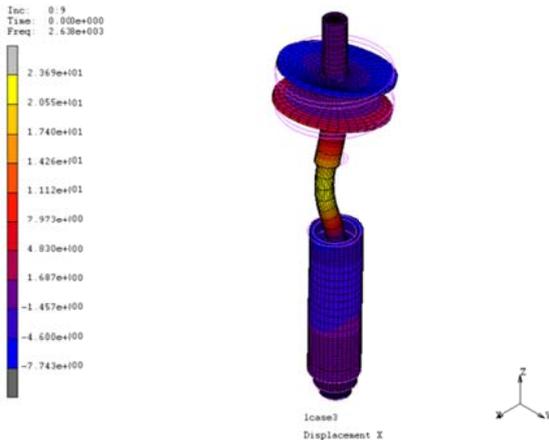


Figura 5.45 9º Modo

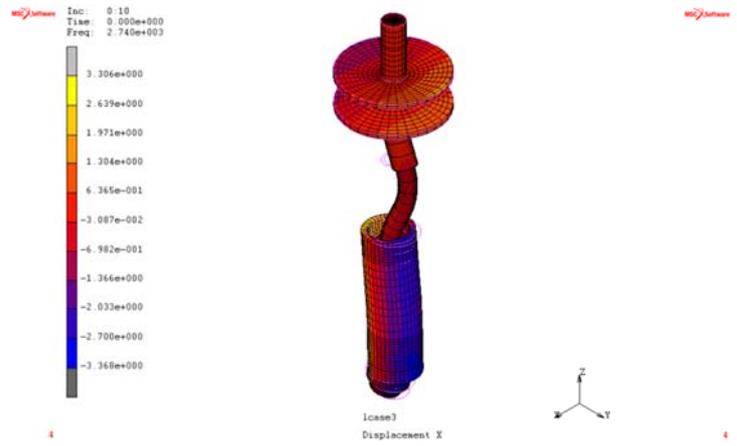


Figura 5.46 10º Modo

Capítulo 6

Análisis por FEM de modelo simplificado

6.1. Introducción

En este capítulo se va a explicar cómo se ha generado el modelo de la herramienta. Como ya se vio en el anterior capítulo cuando se aplica una serie de fuerzas al conjunto del husillo, la mayor parte de los desplazamientos y de las tensiones se concentran en la fresa. Por lo tanto lo que se pretende es simplificar el modelo del husillo a solo la parte de la herramienta. De esta forma podremos definir mejor esta pieza y hacerla más detallada para que los resultados se ajusten más a la realidad. El resto del conjunto del husillo se simplificará a solamente la rigidez que proporciona. Esto lo modelaremos mediante una serie de muelles a los que se les dará la rigidez de la estructura, de esta forma se hace que el resto del husillo aparezca en el modelo pero sin tener que modelarlo.

A continuación de la explicación de la generación del modelo se aplicará a la herramienta las mismas fuerzas que se han aplicado al modelo del husillo anterior. De esta forma se podrá comparar si ciertamente se puede realizar la simplificación que estamos realizando. A su vez también se hará un análisis modal para ver cuanta diferencia existe entre los dos modelos.

6.2. Generación del modelo

Como ya se adelantó en la sección 5.3.2 en el apartado de la fresa, la herramienta en la que hemos basado el modelo de elementos finitos esta sacada del catálogo de Hoffman Group. En este modelo se han empleado todas las medidas que nos indican en ese catálogo.



Figura 6.1 Fresa Real

HSS PM	DIN 844-B	Tipo N	k10	Z 4	50°	DIN 1835-B	CAD														
v _c = m/min		Al Plásticos	Al Fundición >10% Si	<500 N	<750 N	<900 N	<1100 N	<1400 N	<55 HRC	<60 HRC	<67 HRC	INOX <900 N	INOX >900 N	TI >850 N	GG(G)	CuZn	Grafito PRFV CFRP	Uni	max	min	Aire
Código ISO:		N	N	N	P	P	P	P	H	H	H	M	M	S	K	N	N				
19 1580 -			138	110	83	64	64	37	32			23	18		55	110					

Tamaño = Ø k10 D _C	19 1580 Fresa con mango cilin. HSS-PM						19 1580 Fresa con mango cilin. HSS-PM					
	TiAIN	L _s	L _{tot}	h6	45°	a _e =1×D	TiAIN	L _s	L _{tot}	h6	45°	a _e =1×D
mm	mm	mm	mm	mm	mm	f _z	mm	mm	mm	mm	mm	mm
6	XXX	13	57	6	0,2	0,008	16	32	92	16	0,3	0,033
8	XXX	19	69	10	0,3	0,012	18	32	92	16	0,3	0,033
10	XXX	22	72	10	0,3	0,019	20	38	104	20	0,3	0,038
12	XXX	26	83	12	0,3	0,029	25	45	121	25	0,3	0,038
14	XXX	26	83	12	0,3	0,029						

Tabla 6.1. Características de fresa de mango cilíndrico

Como también se dijo anteriormente se ha elegido la fresa que aparece en primera posición de longitud total 57 mm y diámetro 6 mm. Se trata de una fresa de 4 filos que posee una geometría de corte frontal para la inmersión, que proporciona un destalonado excéntrico y que se usa especialmente para el fresado de contorno como operación de acabado. La ventaja que posee esta fresa por encima de las demás son los resultados que proporciona en el fresado en seco.

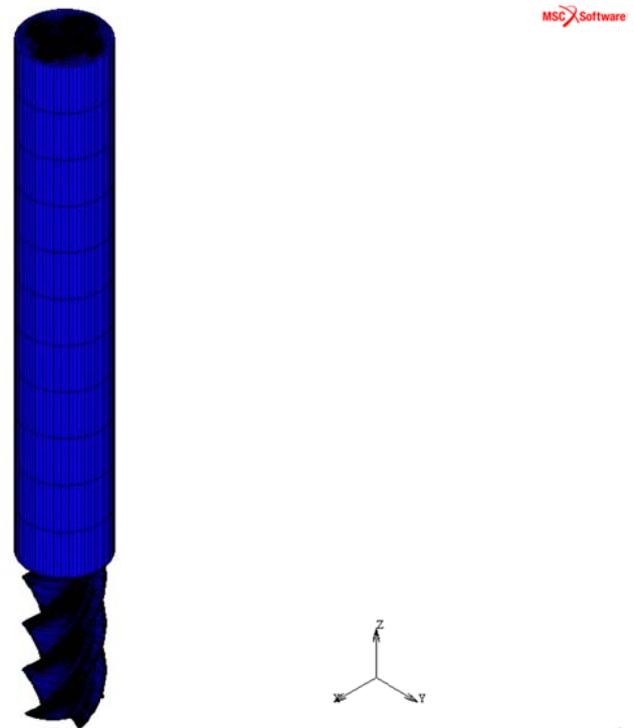


Figura 6.2 Modelo Herramienta

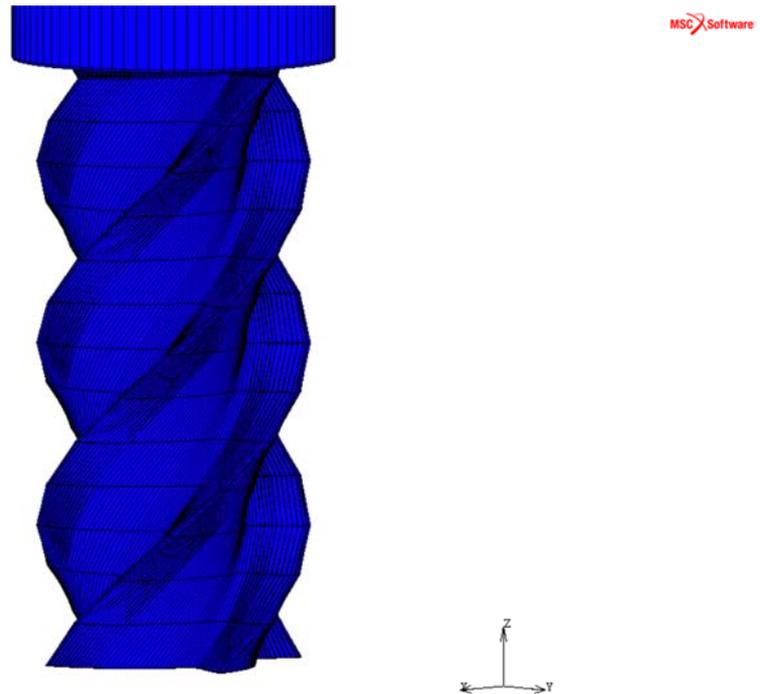


Figura 6.3 Modelo Herramienta, detalle parte inferior

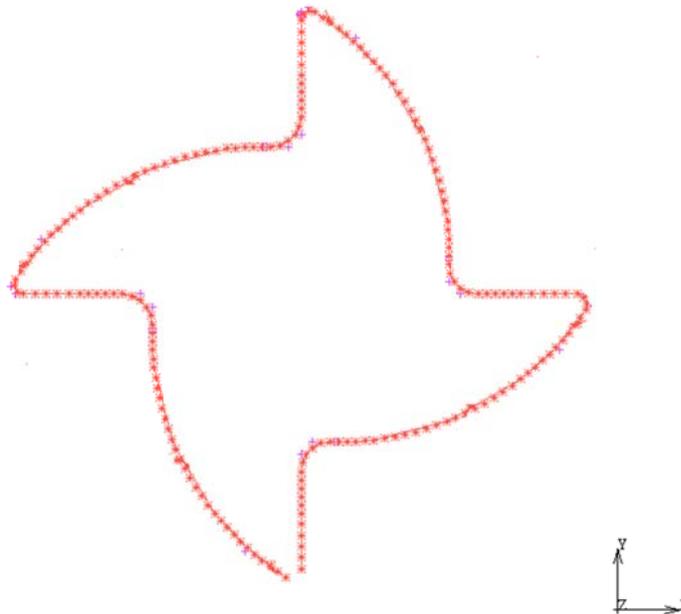
La realización del modelo se ha realizado igual que el anterior. Se ha partido de un perfil el cual se malla y luego se expande generando de esta manera los elementos en 3D.

El modelo se dividió en tres partes: primero se realizó la parte inferior en forma de hélice que se puede apreciar en la Figura 6.3, segundo se realizó la parte superior en forma de cilindro y por último se generó un radio de acuerdo entre estas dos partes para que la transición de una a otra fuera suave.

Tal y como se explicó en el anterior capítulo para realizar el mallado primero las curvas se subdividen en tantas partes como sea necesario, para después realizar un mallado automático en dos dimensiones. De entre las opciones que se presentan se ha escogido el mallado **Quad Mesh** que malla el entorno cerrado de curvas con elementos cuadriláteros usando el algoritmo *Advancing Front*. Al expandir estos elementos se generan los elementos en 3D

que tienen forma hexaédrica siendo del tipo **Hex8**. Solamente se usó diferentes tipos de elementos al realizar la unión suave entre la parte superior y la parte inferior de la herramienta, en donde hubo que combinar los elementos en plano cuadriláteros con los triangulares por razones de simplicidad.

A la hora de generar la parte inferior de la herramienta nos encontramos ante el caso de tener que generar una hélice. Para modelar esta hélice, primero se parte de un perfil en planta, es decir en el plano xy, como se puede observar en la siguiente Figura 6.4.

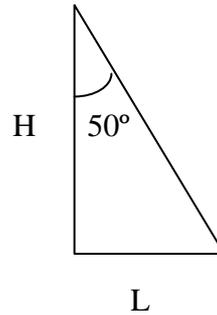


MSC Software

1

Figura 6.4 Perfil Herramienta

Para realizar la forma de hélice lo que hace es expandir la malla plana de forma que se avance en el eje z a la vez que se rota alrededor de él. Para conseguir el ángulo de 50° que se indica en las especificaciones se hizo los siguientes cálculos:



$$\tan 50 = \frac{L}{H}; \quad L = \tan 50 \cdot H \quad (6.1)$$

$$2\pi r \rightarrow 360^\circ$$

$$L \rightarrow x$$

$$x^\circ = \frac{360L}{2\pi r} \quad (6.2)$$

Sustituyendo 6.1 en 6.2,

$$x^\circ = \frac{360 \cdot \tan 50 \cdot L}{2\pi r} \quad (6.3)$$

Si queremos que la distancia entre elementos sea de 0,5 mm y siendo $r = 3 \cdot 10^{-3}$ mm, el resultado es que cada vez que avancemos 0,5 mm habrá que rotar sobre el eje z $11,38^\circ$. Esta operación se repetirá 26 veces para llegar a la longitud de 13 mm de esta parte que se especifica en el catálogo.

La parte superior de la herramienta se modelo como un cilindro, es decir, lo que se hace es crear un perfil circular el cual se malló automáticamente y se expandió hasta la distancia que se especifica en la Tabla 6.1. Cabe decir que estas dos partes todavía no están unidas por lo que se pretende conseguir es que las dos partes se unan de una forma suave para evitar todas las concentraciones de tensiones que conllevan las esquinas.

Para realizar este radio de acuerdo lo que se ha hecho es generar un perfil curvo, un arco, en el plano xz, que va a ser el que le da la forma a este radio de acuerdo. Este perfil es de la forma que se puede ver en la Figura 6.5

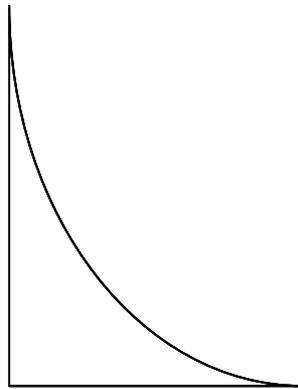


Figura 6.5 Perfil radio de acuerdo

Este perfil se tuvo que mallar en plano mediante triángulos mediante la función **Tri Mesh** en el apartado de auto mallado, y a su vez con algoritmo **Advanced Front**. Para expandir se hizo que este perfil recorriera la curva en forma de hélice que está en el plano xy, para que de esta forma el perfil del radio de acuerdo tomara la forma de hélice. De esta forma se pudo conectar la parte superior con la parte inferior de la pieza.

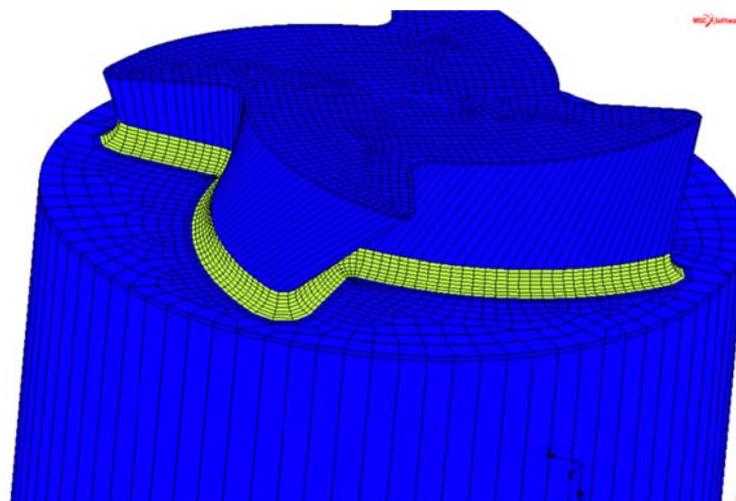


Figura 6.6 Detalle del radio de acuerdo

Como se puede observar en la Figura 6.6 el resultado de esta conexión se puede apreciar en amarillo.

Como se dijo anteriormente en este modelo solo se ha generado la herramienta mientras que el resto del conjunto del husillo se ha modelado mediante muelles. Estos muelles se han puesto a los largo de toda la parte superior de la herramienta (parte cilíndrica). Se han puesto en dirección radial para así dar rigidez en los ejes x e y y en dirección axial para dar rigidez en la dirección z.

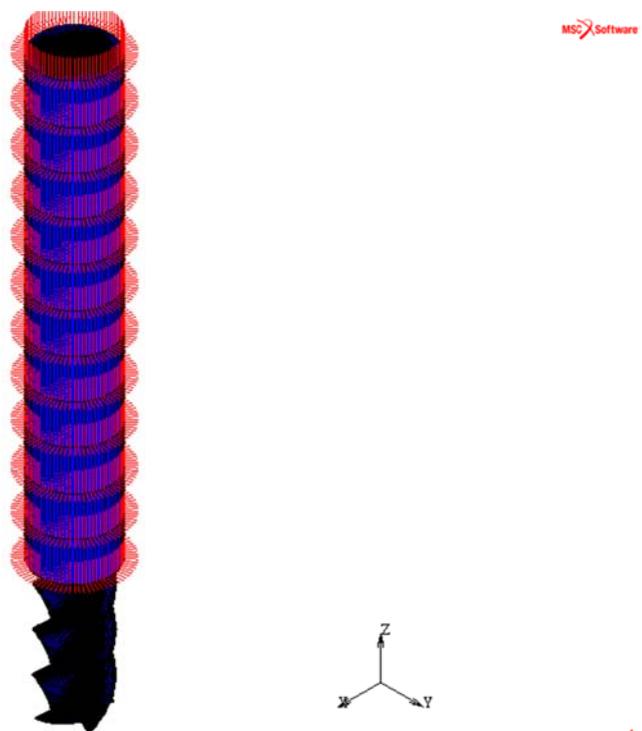


Figura 6.7 Muelles en herramienta

Para calcular las rigideces en los diferentes ejes lo que se ha hecho ha sido utilizar la formula $F = kx$ (6.4), siendo F la fuerza aplicada al modelo, k la rigidez y x el desplazamiento. La fuerza y los desplazamientos serán los que se obtuvieron en el primer modelo. Al haber varios desplazamientos se ha cogido el más desfavorable de todos ellos, es decir, el máximo de todos ellos. La fuerza será 1 N mientras que los desplazamientos serán:

- Desplazamiento en $x = 7,99 \cdot 10^{-5}$
- Desplazamiento en $y = 1,113 \cdot 10^{-4}$
- Desplazamiento en $z = 1,766 \cdot 10^{-5}$

Por lo tanto las rigideces serán:

- Rigidez en $x = 12.515.000 \text{ N/m}$
- Rigidez en $y = 8.984.000 \text{ N/m}$
- Rigidez en $z = 56.625.000 \text{ N/m}$

A la hora de aplicar estas rigideces a los muelles, habrá que dividir las entre el número total de muelles que se vaya a utilizar para así tener en última instancia la rigidez deseada.

Como se puede observar en la Figura 6.8 los nodos a los que se conecta los muelles habrá que empotrarlos, fijándolos en los ejes x , y , z tanto en cuanto al desplazamiento como a la rotación.

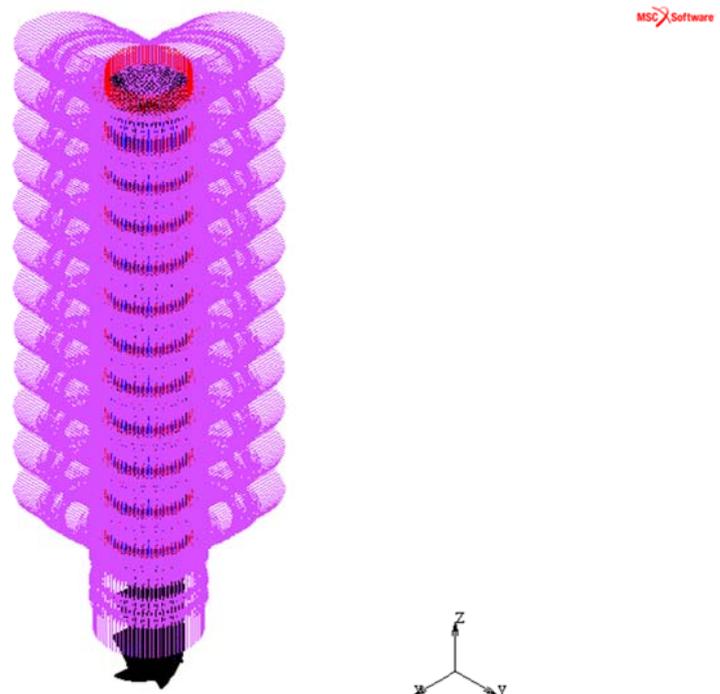


Figura 6.8 Fijación de los nodos de los muelles

4

En este modelo la fuerza aplicada también va a ser de valor 1 N al igual que en el primer modelo, pero en este se va a aplicar a todos los nodos de la base de la herramienta. En total en esta base hay 2051 nodos por lo tanto en cada uno de ellos se aplicará una fuerza en x, y, z de $4,875 \cdot 10^{-4}$.

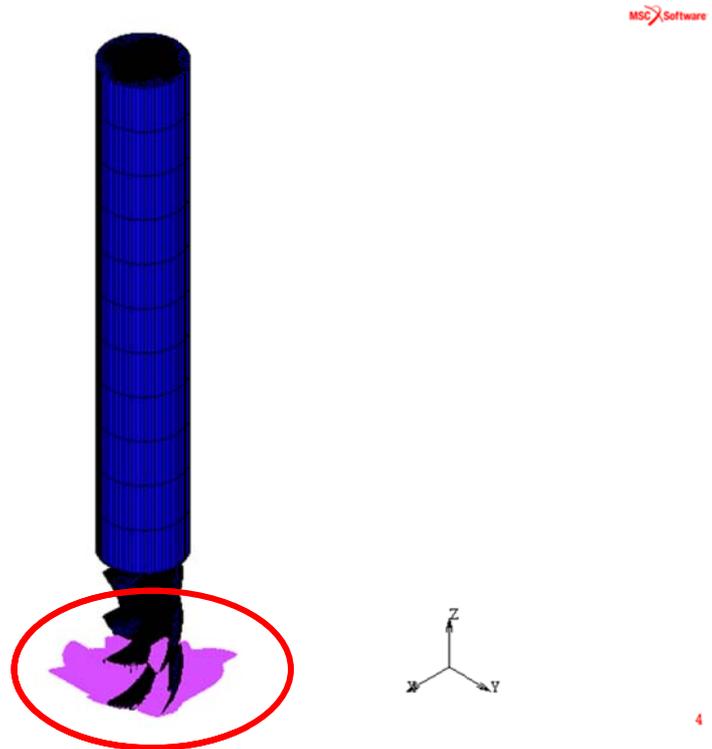


Figura 6.9 Fuerza aplicada en herramienta

6.3. Análisis estático

Al igual que en el anterior modelo, se va a realizar un análisis estático para comprender como reacciona la herramienta ante una fuerza aplicada en ella. Pediremos que nos saque los desplazamientos y las tensiones para, de esta forma comparar con el modelo entero y ver que también se aproxima este. Para realizar el trabajo se hace lo mismo que se hizo anteriormente.

6.3.1. Desplazamiento en x

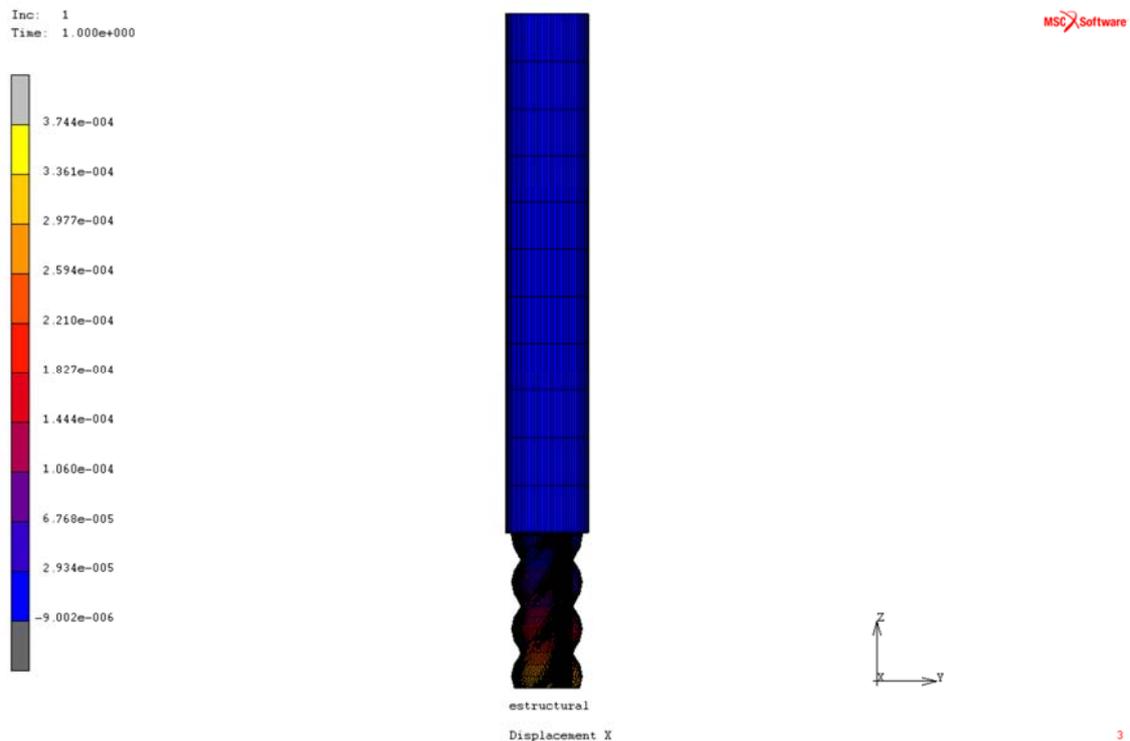


Figura 6.10 Desplazamiento en x

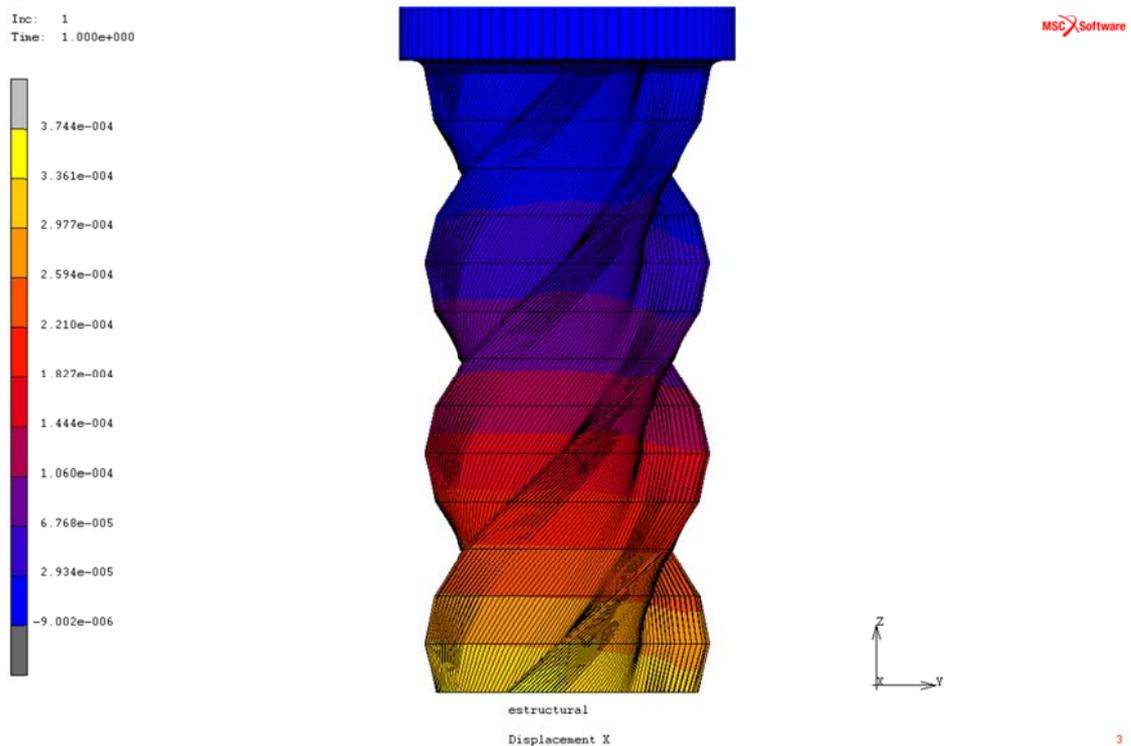


Figura 6.11 Desplazamiento en x, detalle parte inferior

En este apartado se presenta los resultados obtenidos del análisis del desplazamiento en el eje x. Ya se dijo anteriormente que la fuerza aplicada es de 1 N por eso los desplazamientos son de orden muy pequeño. Si se quisiera averiguar que desplazamiento existen con otros valores de fuerza simplemente se multiplicaría el valor de la fuerza por el desplazamiento que hemos obtenido.

Si se comparan los dos modelos que se han presentado hasta hora se puede observar que se diferencian en un grado en cuanto al desplazamiento. Esto puede ocurrir simplemente porque al tratarse de dos modelos diferentes el análisis puede cambiar. Sin embargo no es una diferencia tan grande como para decir que no es una buena simplificación.

Visto los resultados se puede deducir que este modelo únicamente de la herramienta se aproxima bastante bien al modelo completo que se presentó anteriormente ya que aunque la diferencia puede resultar grande en realidad solamente es $6,445 \cdot 10^{-4} - 7,99 \cdot 10^{-5} = 5,646 \cdot 10^{-4}$ que incluso para una fuerza elevada sería, esta diferencia, prácticamente imperceptible.

6.3.2. Desplazamiento en y

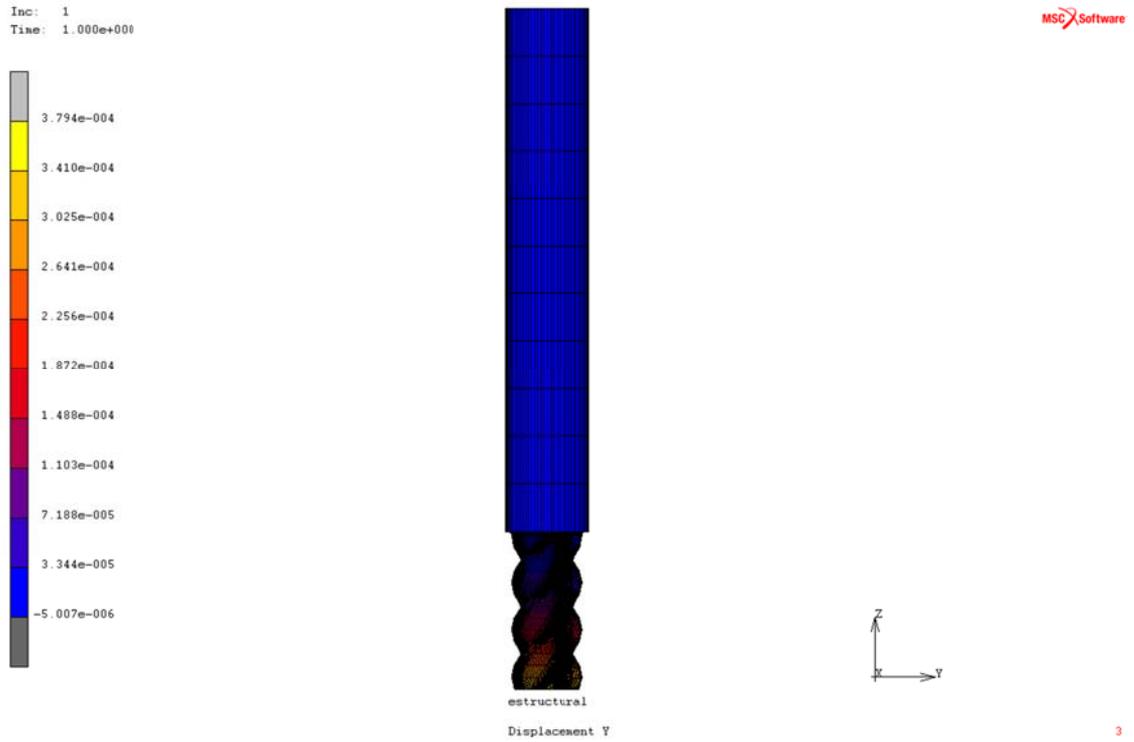


Figura 6.12 Desplazamiento en y

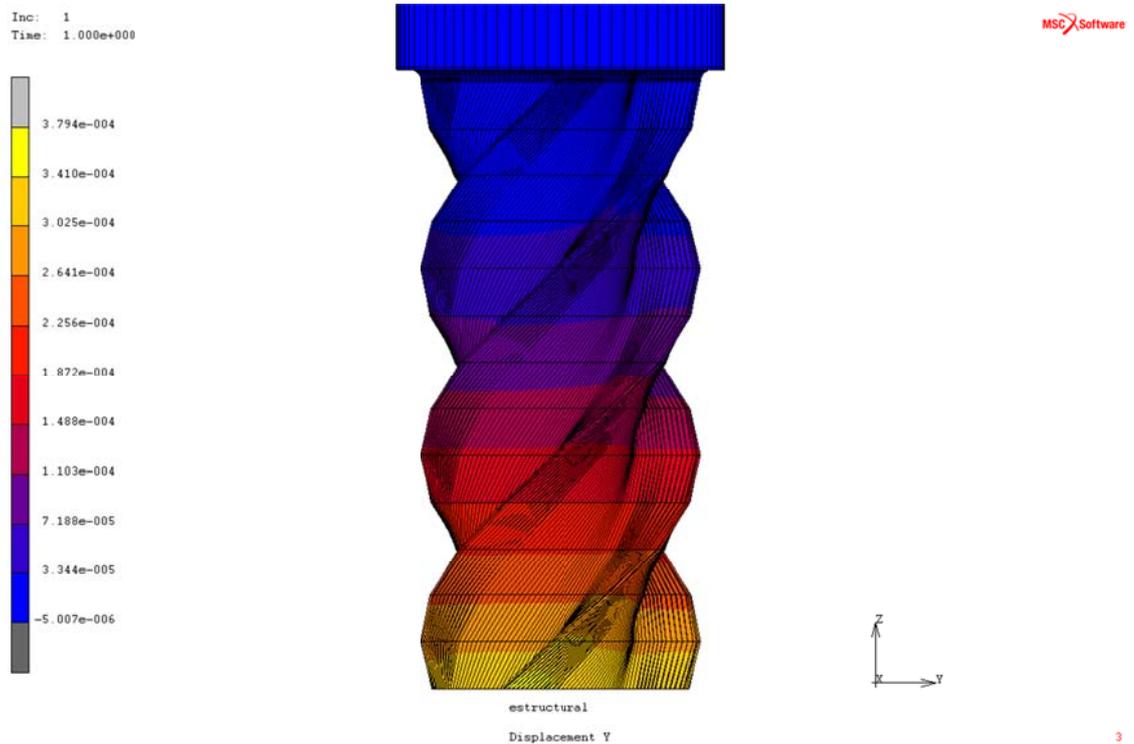


Figura 6.13 Desplazamiento en y, detalle parte inferior

En cuanto al desplazamiento en y se puede observar que es igual al desplazamiento en x . Esto se debe a las restricciones que se han añadido al modelo, puesto que al ser radiales, se fija los elementos tanto en el eje y como en el eje x . Por lo tanto todo lo que se ha dicho sobre desplazamiento en x vale para el desplazamiento en y .

6.3.3. Desplazamiento en z

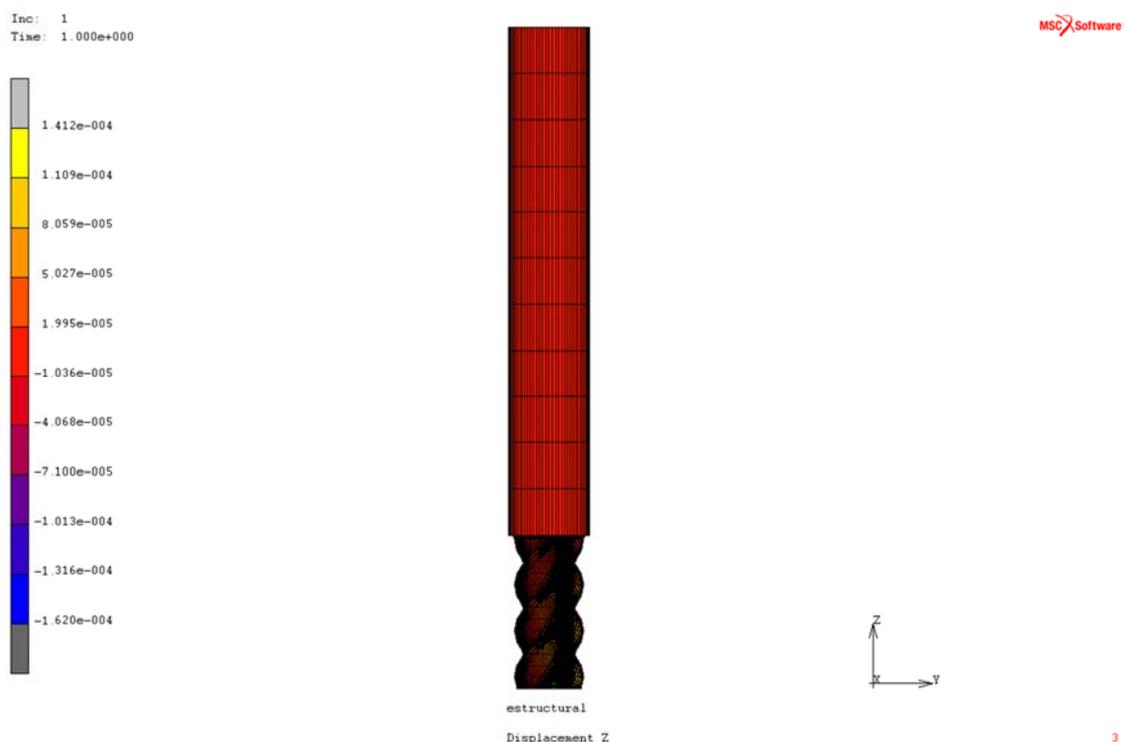


Figura 6.14 Desplazamiento en z

Como se puede observar los desplazamientos que ocurren en el eje z son más pequeños que en los ejes x e y . Como se dijo anteriormente esto se explica viendo que en el eje z no se va a producir flexión alguna prácticamente, por lo tanto como se puede ver los desplazamientos van a tener un orden menor.

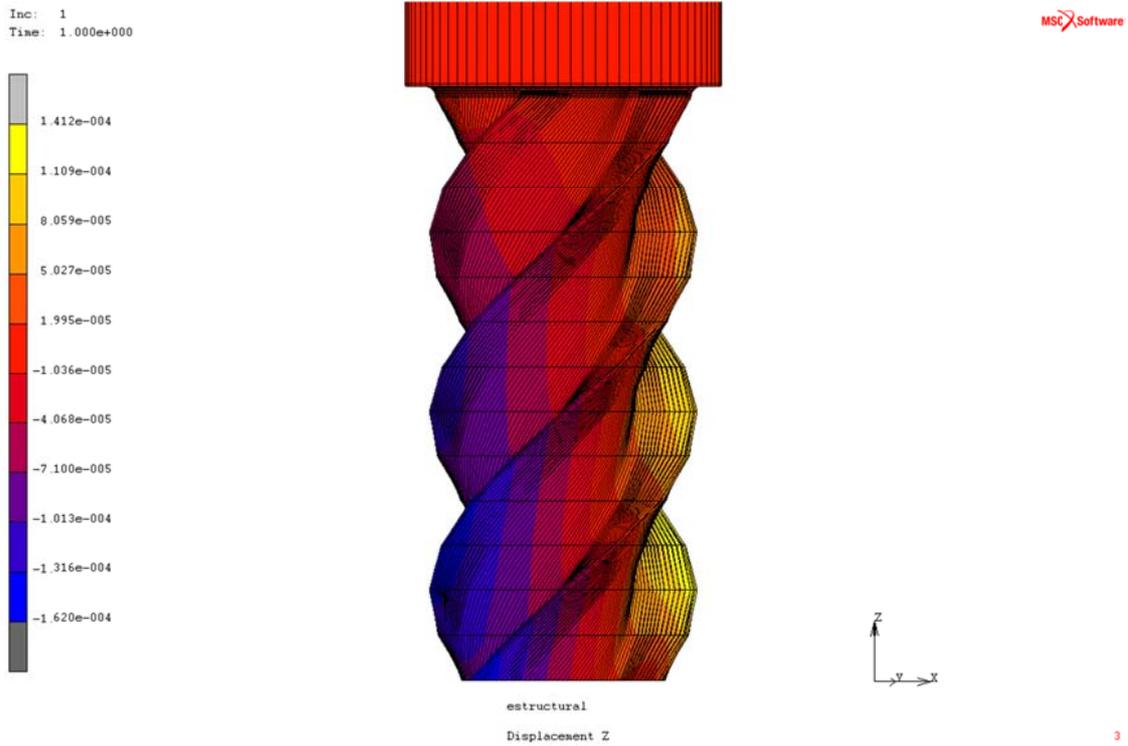


Figura 6.15 Desplazamiento en z, detalle parte inferior

6.3.4. Equivalent Von Misses

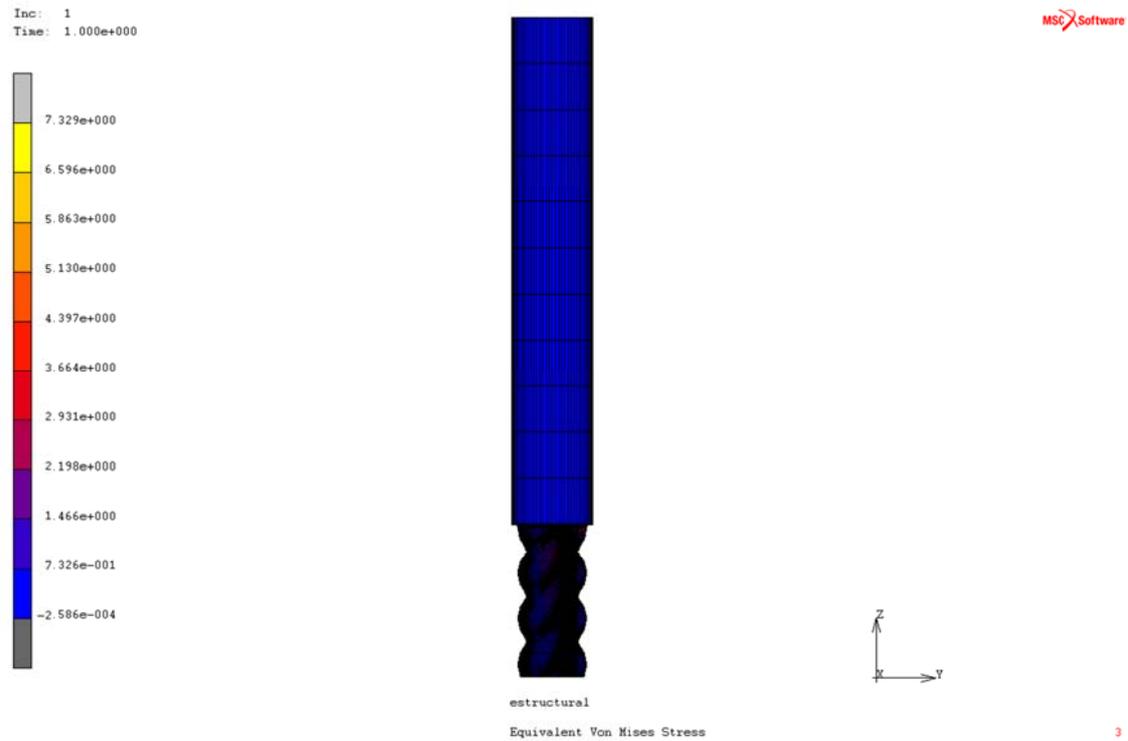


Figura 6.16 Equivalent Von Misses

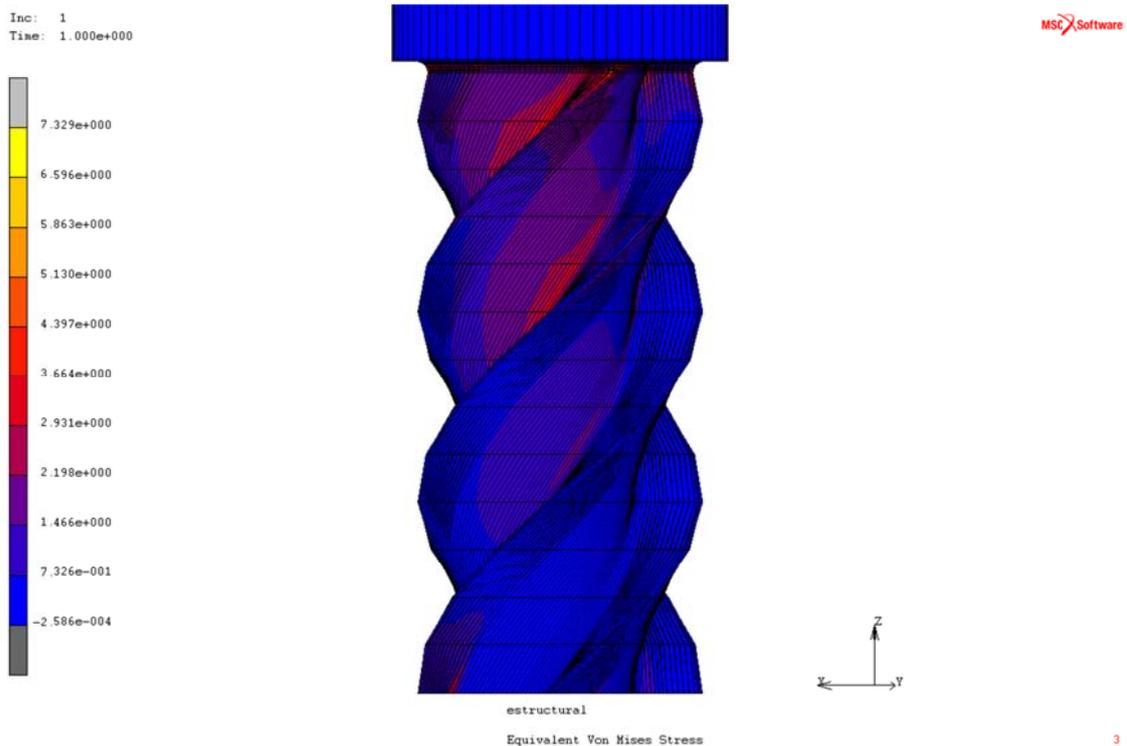


Figura 6.17 Equivalent Von Mises, detalle parte inferior

En cuanto a las tensiones se puede ver que estas están acumuladas en la parte de la hélice de la herramienta, que es donde más puntos geométricos de concentración de tensiones vamos a encontrar. Sobre todo se puede ver en la unión entre la parte superior y la parte inferior, que es donde se concentra la mayor parte. Si no se hubiera puesto ese radio de acuerdo las tensiones serían mucho mayores de lo que aparecen en los resultados. Aparte de esto, las tensiones que aparecen son pequeñas dado que hemos utilizado un fuerza de tan solo 1 N.

6.4. Análisis modal

Al igual que se hizo en el anterior capítulo, se ha realizado un cálculo modal con el objetivo de conocer cuáles son las frecuencias y que forman toman los modos de vibración de, en este caso, la herramienta.

Para realizar este análisis se ha hecho lo mismo que la anterior vez, es decir, se creó un caso de carga nuevo dinámico modal con el que a su vez se crea un nuevo trabajo que será el que nos de los modos que se pueden observar en la Tabla 6.2.

Modos de vibración	Frecuencia
1°	742,9 Hz
2°	2745 Hz
3°	2753 Hz
4°	4162 Hz
5°	4192 Hz
6°	12.320 Hz
7°	12.330 Hz
8°	17.520 Hz
9°	19.890 Hz
10°	19.910 Hz

Tabla 6.2. Modos de vibración de herramienta

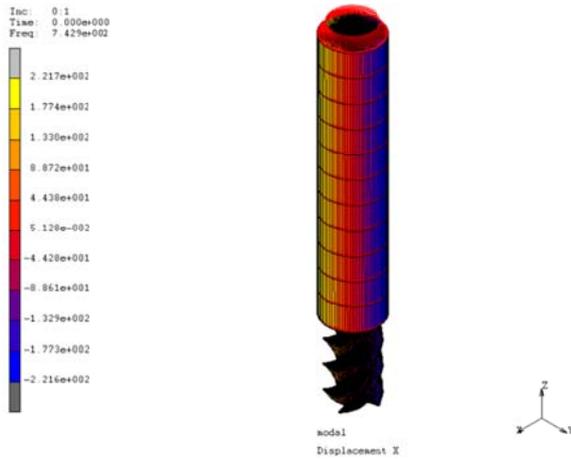


Figura 6.18 1º Modo

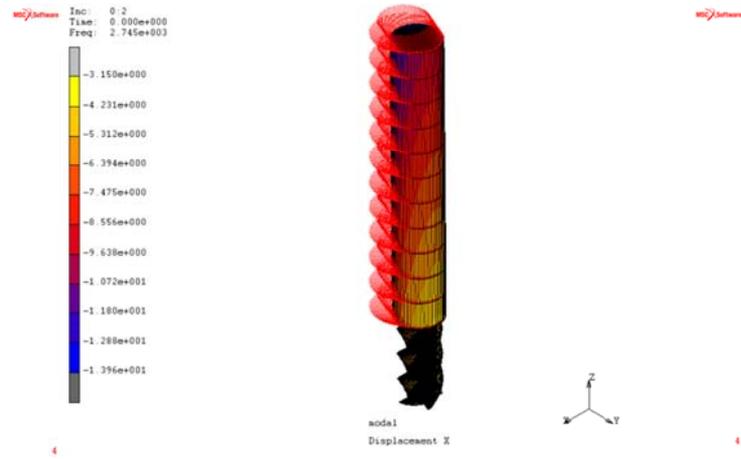


Figura 6.19 2º Modo

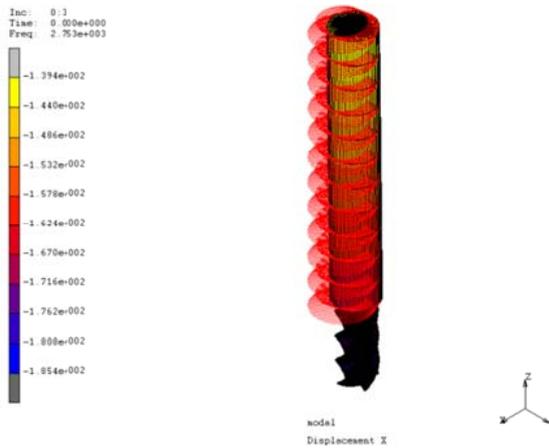


Figura 6.20 3º Modo

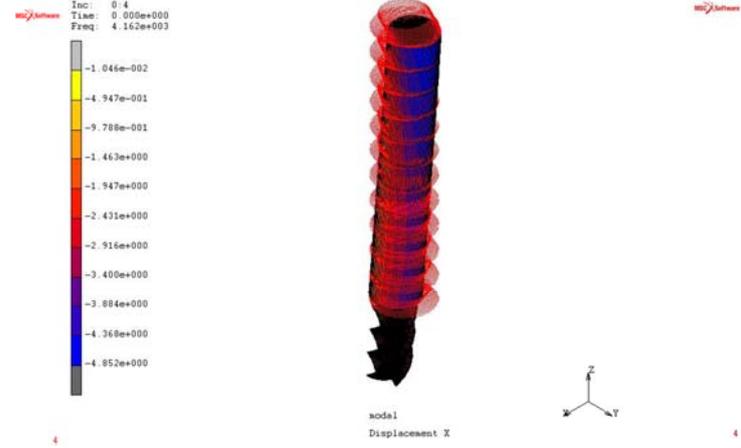


Figura 6.21 4º Modo

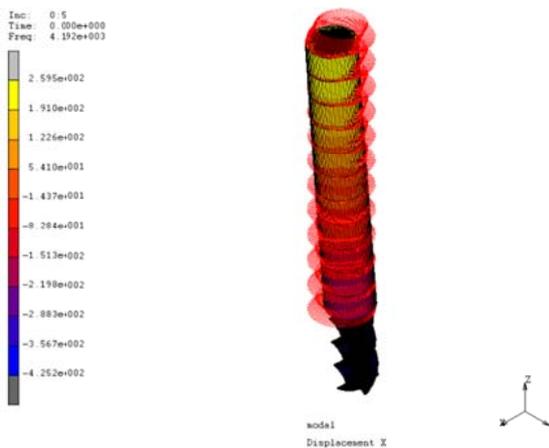


Figura 6.22 5º Modo

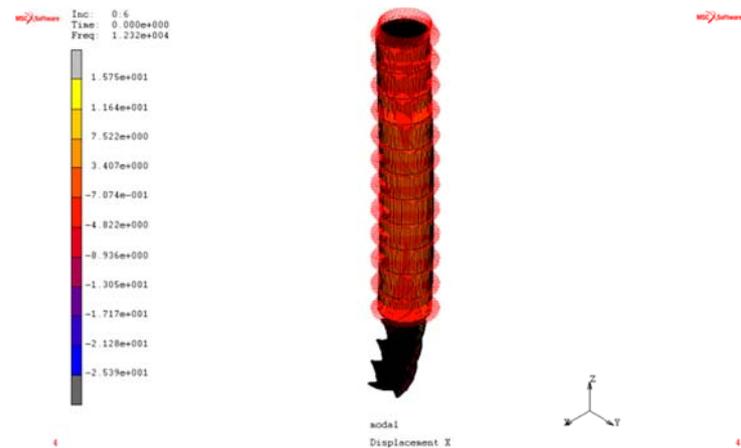
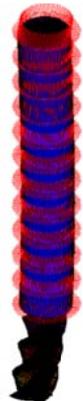
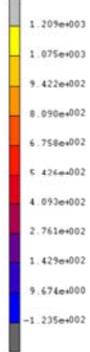


Figura 6.23 6º Modo

Inc: 0.7
 Time: 0.010e+000
 Freq: 1.213e+004

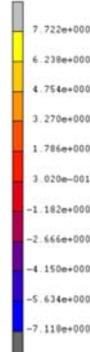


nodal
 Displacement X



Figura 6.24 7º Modo

Inc: 0.8
 Time: 0.000e+000
 Freq: 1.752e+004

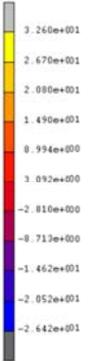


nodal
 Displacement X



Figura 6.25 8º Modo

Inc: 0.9
 Time: 0.001e+000
 Freq: 1.981e+004

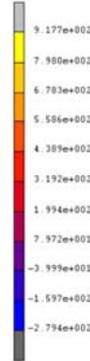


nodal
 Displacement X



Figura 6.26 9º Modo

Inc: 0.10
 Time: 0.000e+000
 Freq: 1.991e+004



nodal
 Displacement X



Figura 6.27 10º Modo

Capítulo 7

Análisis armónico

7.1. Introducción

Como ya se dijo en el planteamiento, uno de los objetivos de este proyecto era llegar a diseñar un modelo del cabezal de la fresadora que proporcione resultados en tiempo real. La alteración de ciclo permitirá diseñar una fresadora de control numérico con un lazo de control que permitirá compensar las desviaciones que puedan tener la fresadora, de esta forma se conseguirán mejores tolerancias y mejores acabados.

El hecho de que en un proceso de mecanizado exista un sistema de corrección es esencial ya que de esta forma se conseguirán mejores tolerancias y mejores acabados sin necesidad de retrabajos. Un sistema como tal emplearía muy poco tiempo en hacer la corrección necesaria ya que se trataría de un lazo cerrado en el que tan solo habría que hacer una operación.

En los anteriores capítulos ya se ha visto mediante un estudio por elementos finitos de cuanto se puede desplazar el husillo de una máquina fresadora y que tensiones tiene que soportar. Lo que se va a hacer en este capítulo es estudiar el comportamiento del modelo de husillo que se utilizó en el capítulo 5, mediante un análisis armónico en el campo de las frecuencias, algo que nos será útil para sacar la función de transferencia que es la que utilizaremos como controlador.

Al final también se harán unas pruebas con la herramienta Simulink® de Matlab, introduciendo al sistema tres entradas que serán una en escalón, otra en rampa y otra senoidal para ver el comportamiento y sacar conclusiones.

7.2. Análisis dinámico armónico

Para obtener la función de transferencia, primero se deberá recopilar los suficientes datos para ello. Esto lo haremos mediante el programa Marc, en el que se realizara un análisis armónico.

El análisis dinámico se refiere al análisis de las pequeñas oscilaciones o vibraciones que puede sufrir una estructura alrededor de su posición de equilibrio. En muchas aplicaciones prácticas los componentes se encuentran dinámicamente excitados siendo estas a menudo armónicas, causando normalmente vibraciones de pequeñas amplitudes. Por ello el análisis dinámico es importante porque ese movimiento oscilatorio produce una modificación de las tensiones y deformaciones existentes, que deben tenerse en cuenta para lograr un diseño de la estructura adecuado. Como resultado de la perturbación exterior, una estructura resistente que bajo la acción de unas cargas estaba en reposo, experimenta oscilaciones que en primera aproximación pueden representarse como un movimiento armónico compuesto. Mediante el programa Marc se va a linealizar este problema alrededor del estado de equilibrio.

Para generar este análisis, lo primero que se debe hacer es generar un nuevo caso carga que en este caso va a ser **Dynamic Harmonic** en el que tendremos que especificar el rango de frecuencias en el que queremos trabajar. Tras muchas pruebas se vio que el mejor rango era el que va desde la frecuencia 0 Hz hasta $1 \cdot 10^7$ Hz ya que en este rango captamos todos los modos importantes que serán los que nos determinen el estado del sistema. Aun así hay un cierto valor de Hz a partir del cual no nos importe lo que pase, ya que serán frecuencias muy grandes y es improbable que en nuestro sistema se llegue a tales valores.

También se deberá especificar el número de puntos que se quiere que se obtenga, en nuestro caso, se cree que 200 puntos es una cantidad más que

razonable, aunque después de haber hecho pruebas se vio que se debía recopilar más puntos en las zonas de los modos de vibración, para de esta forma tener una mejor definición de la curva.

En los capítulos anteriores, en el análisis estático a la hora de dar propiedades al material se ha despreciado o no se ha tenido en cuenta el amortiguamiento. Sin embargo a la hora de hacer un análisis armónico de la estructura es un factor que no se puede obviar y que es de especial importancia ya que va a marcar cómo se comporta el sistema y de qué manera se va a absorber o se va a disipar las perturbaciones que en él se den. En maquinaria se utiliza el concepto de amortiguamiento como técnica para disipar energía, manipulando de esta manera la amplitud de vibración en el sistema y otros parámetros de estudio.

Por lo tanto el coeficiente de amortiguación será introducido en Marc a través de las propiedades estructurales del material. Deberemos ir a la opción de **Damping** (amortiguamiento) donde tendremos la opción de introducir el coeficiente de dos formas, siendo a través de los multiplicadores de la rigidez y de la masa o a través de un solo coeficiente numérico de amortiguamiento. En este caso se eligió la segunda forma.

Para elegir un valor de coeficiente de amortiguamiento se revisó numerosos artículos, ya que este parámetro se debe obtener de forma experimental. Ganguli en [Ganguli et al. 2005] explica como estudia las vibraciones en una máquina herramienta utilizando un simulador mecatrónico, usando el concepto "*Hardware in the Loop*". Tras analizar el sistema obtiene como datos que el amortiguamiento inicial sin amortiguamiento activo es de 1,9% para el primer modo, 1% para el segundo modo y 0,8% para el tercero, siendo con amortiguación activa de 5% para el primer modo.

Al igual que el anterior artículo, en [Yang et al. 2010] también se realiza un estudio de las vibraciones de la máquina herramienta en el que también se utiliza valores del 5%. Lo mismo se puede ver en el artículo [Aguiar et al.]

donde hace un estudio para obtener los parámetros de amortiguamiento, no de una máquina herramienta si no de una estructura en general, obteniendo también valores entorno al 5%.

Por lo tanto ya que los estudios trabajan con valores entre el 2% y el 5%, en principio resulta similar elegir uno u otro por lo que se ha optado con el valor de 2%. Así pues todos los datos y todo el trabajo siguiente se basara en este valor.

A la hora de hacer el estudio se quiere como resultado la variación del desplazamiento en cada eje debido a las fuerzas que actúan en ese mismo eje. Por lo tanto se deberá hacer 3 casos, uno para cada eje. En cada uno de estos casos solo actuara una fuerza, un caso para una fuerza en x, otro para una fuerza en y y otro para z. En cada uno de estos casos la fuerza será de valor igual al anterior análisis, es decir, de 1 N.

Para que en los resultados nos aparezcan estos en términos de amplitud y fase se deberá marcar la opción de **Nodal Quantities** → **Displacement**.

Se deberá elegir un punto para la recopilación de los resultados. En nuestro caso se ha elegido el nodo central de la base de la herramienta ya que es ahí donde se van a dar los mayores desplazamientos. Las tablas de resultados se pueden observar en los anexos.

El resultado que nos darán estos datos serán unos diagramas de bode, que serán la representación gráfica de la respuesta en frecuencia del sistema. Para obtener un diagrama de bode apropiado, se deberá pasar la magnitud a dB y la escala de la frecuencia deberá ser logarítmica. El cambio a dB se hará mediante la siguiente ecuación:

$$20 \cdot \log(\text{Magnitud}) \text{ (dB)} \quad (7.1)$$

Los diagramas de bode constarán de dos gráficas separadas, una que corresponde con la magnitud de la función mientras que la otra corresponde con la fase. Estos diagramas se corresponden con una función de transferencia que será la que obtengamos en un segundo paso explicado en el siguiente apartado.

En las páginas siguientes se han representado los diagramas de bode correspondientes a los datos obtenidos del análisis armónico para cada uno de los casos descritos anteriormente.

- Desplazamiento en x :

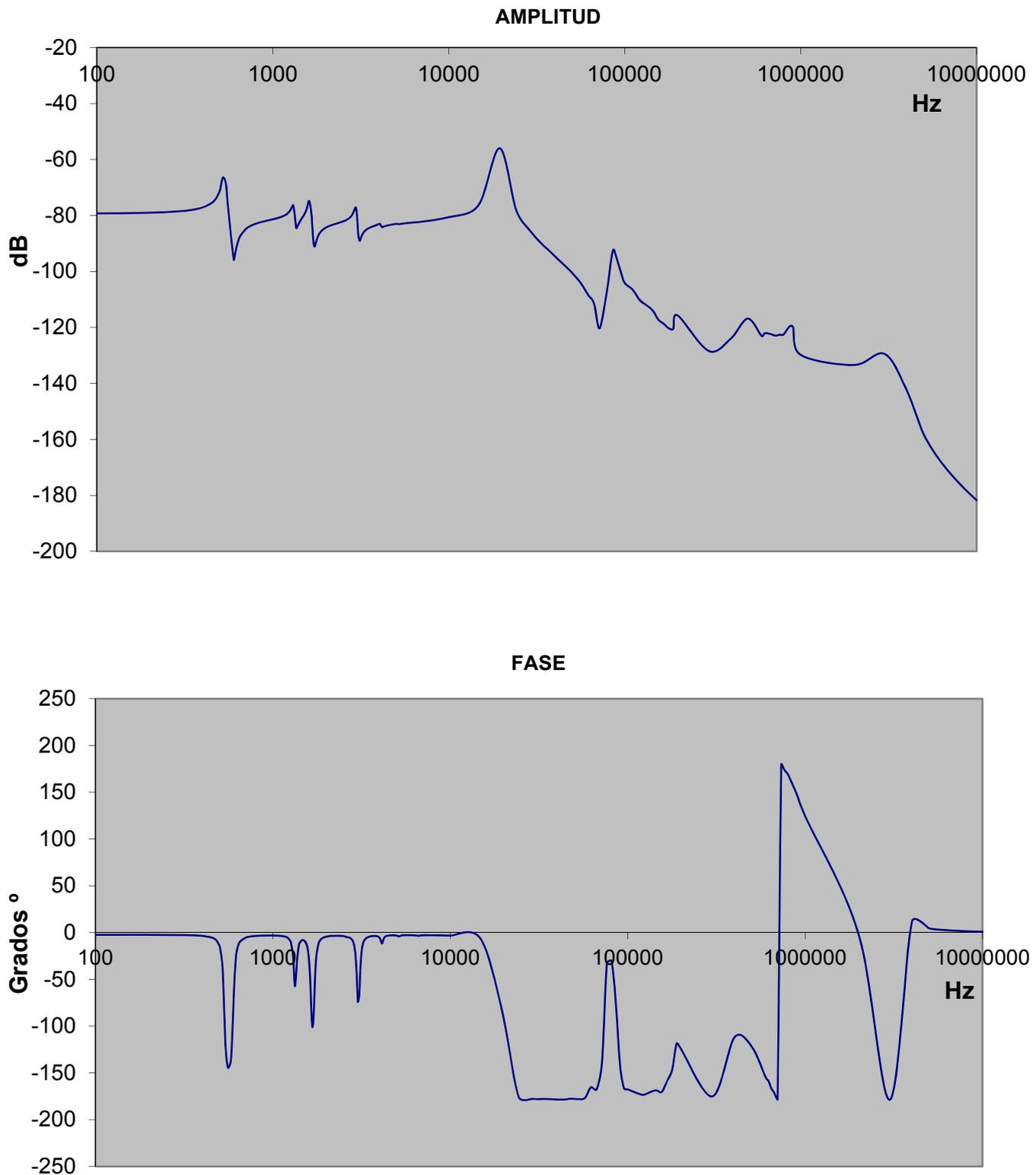
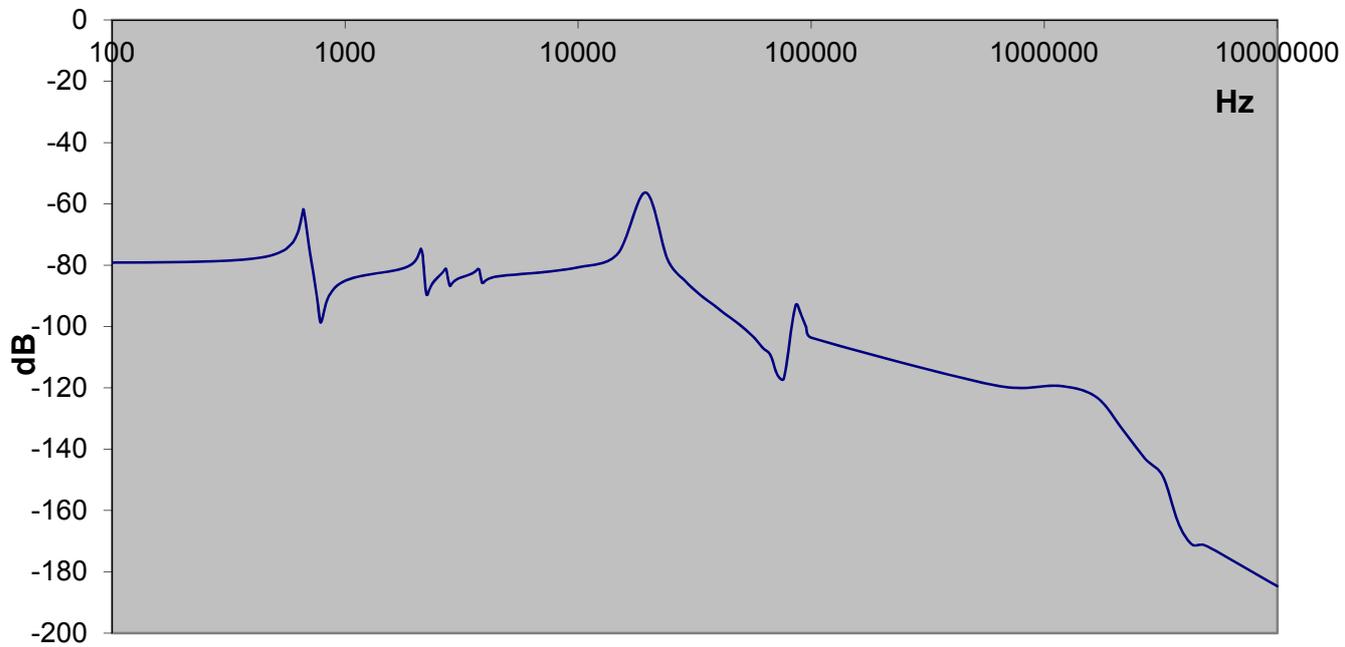


Figura 7.1 Amplitud y Fase para desplazamiento en eje x

- Desplazamiento en y :

AMPLITUD



FASE

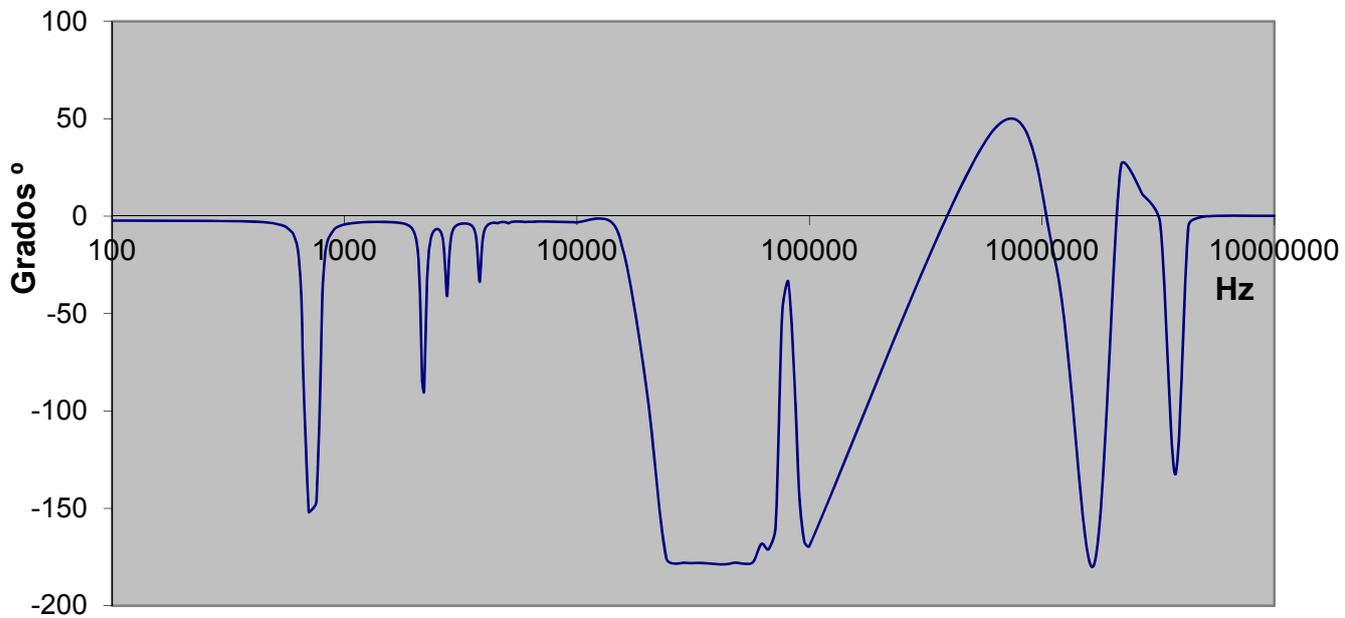


Figura 7.2 Amplitud y Fase para desplazamiento en eje y

- Desplazamiento en z :

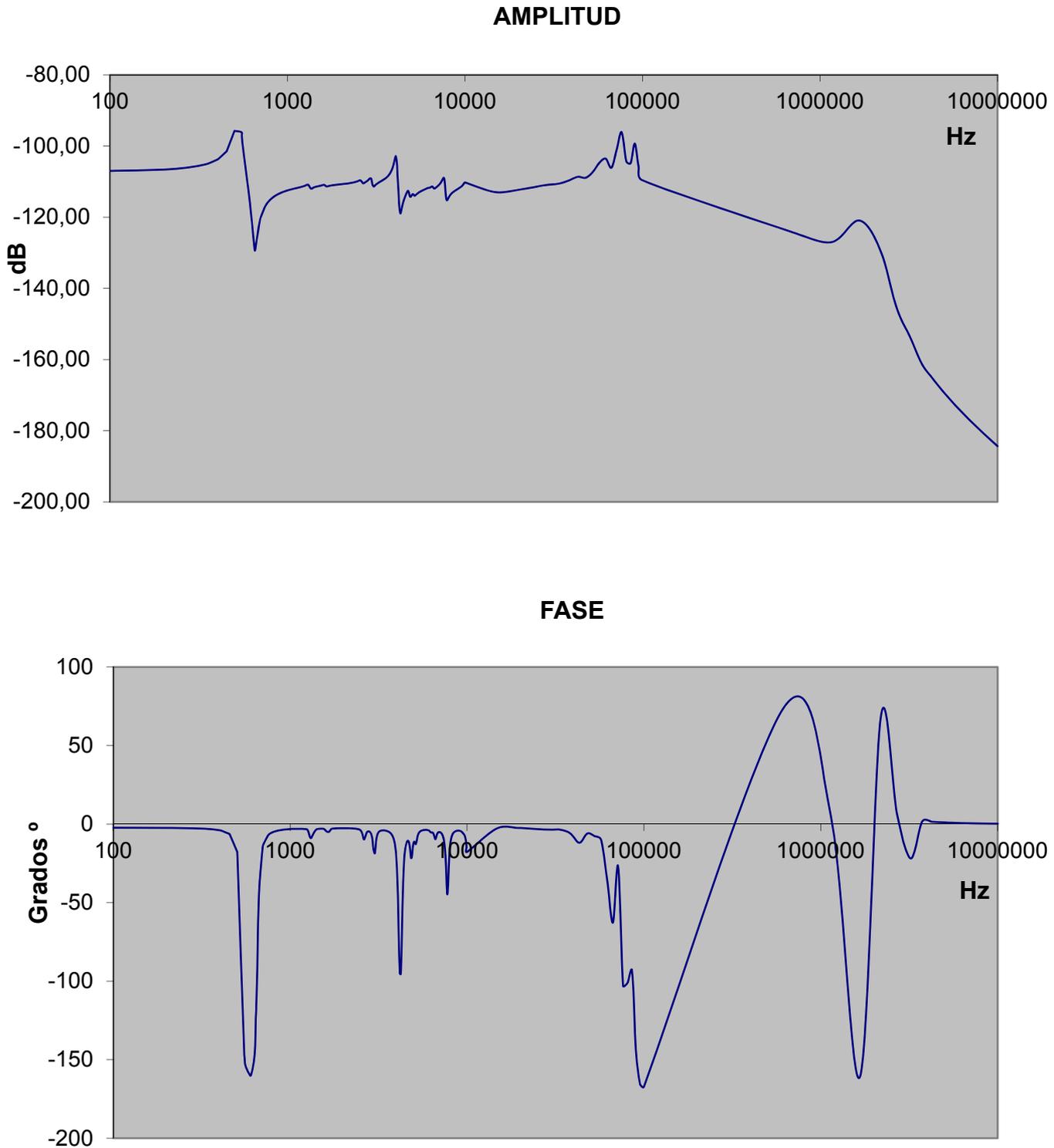


Figura 7.3 Amplitud y Fase para desplazamiento en eje z

Como se puede observar en las figuras el sistema va a ser un sistema estable ya que la tendencia a partir de aproximadamente 20.000 Hz es a la baja.

También se puede observar que los picos concuerdan aproximadamente con los modos de vibración que se obtuvieron en el capítulo 5.

Para recalcar la diferencia de trabajar con un sistema amortiguado y otro sin amortiguar se presenta la siguiente figura.

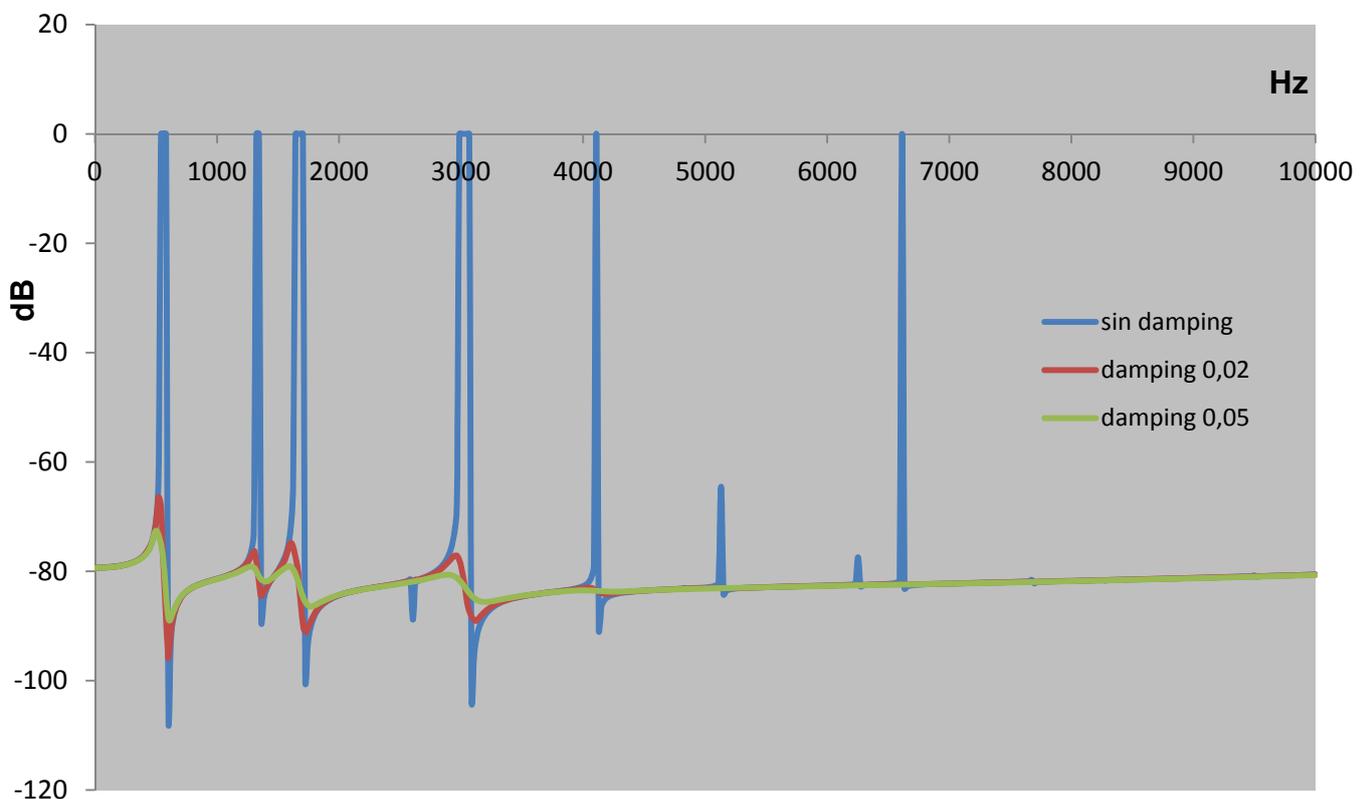


Figura 7.4 Comparación entre sistemas amortiguados y sistemas sin amortiguar

Se puede observar a simple vista que el solo hecho de añadirle un poco de amortiguamiento como puede ser el 2% tiene efectos notables en el sistema. La introducción de amortiguamiento hace que el sistema sea mucho más estable ya que sea más capaz de absorber las perturbaciones y de llegar

antes al estado de equilibrio, ya que si uno se fija detenidamente a partir de 4000 Hz el sistema ya ha absorbido todas las perturbaciones. En el sistema sin amortiguamiento se puede observar que los picos van a tender al infinito lo que va a hacer que el sistema sea inestable. También se puede ver que cuanto más amortiguación se le añade al sistema antes se llegara a ese punto de equilibrio, ya que se tendera a variar menos.

7.3. Análisis diagrama de bode y obtención de función de transferencia

En este apartado, como ya se ha dicho antes, se va a analizar los diagramas de bode anteriores para buscar la función de transferencia. Como se ha visto anteriormente se tiene que el diagrama de magnitud de bode representa el módulo de la función de transferencia (ganancia) en decibelios en función de la frecuencia en escala logarítmica, mientras que el diagrama de fase de bode representa la fase en grados de la función de transferencia en función de la frecuencia también en escala logarítmica lo que permite evaluar el desplazamiento en fase de una señal a la salida del sistema respecto a la entrada para una frecuencia determinada.

A la hora de identificar el sistema mediante el diagrama de bode se debe tener en cuenta si estamos ante un sistema de un grado de libertad, de dos, de tres, etc.

La función de transferencia de un sistema de un grado de libertad es del tipo:

$$\frac{K}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}$$

donde K es la ganancia, ω_n es la frecuencia natural y ζ es el coeficiente de amortiguación. Este sistema se puede representar de esta manera,

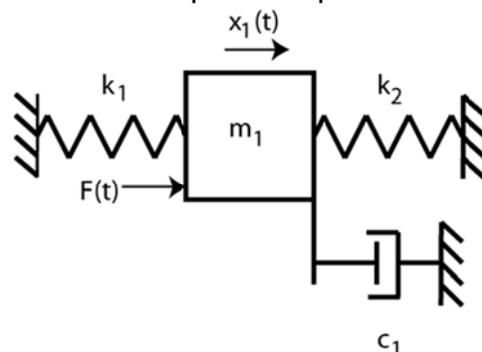


Figura 7.5 Sistema de un grado de libertad

La función de transferencia de un sistema de dos grados de libertad es del tipo:

$$\frac{\dots}{\dots}$$

y se puede representar de esta manera,

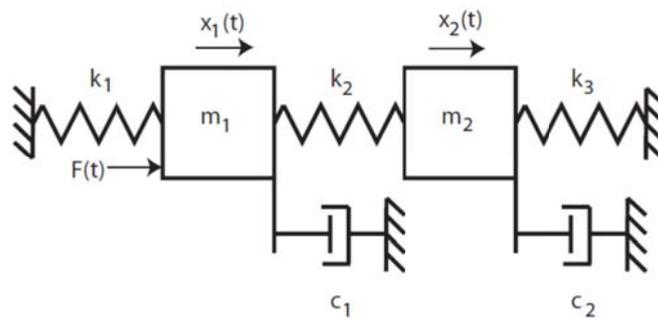


Figura 7.5 Sistema de un grado de libertad

Para hallar nuestra función de transferencia se va a usar el programa Matlab en el cual se va a escribir un script con el que obtendremos dicha función. Las funciones que se van a utilizar están totalmente integradas en Matlab.

El script en cuestión se puede observar en la sección de anexos. Lo primero que hay que hacer es definir tres variables para la frecuencia, la amplitud y la fase. Estas van a ser *frec*, *ampli* y *fase*. Como bien se dice en el script la frecuencia se deberá meter en Hz, la amplitud sin dB y la fase en grados.

Lo que se hace con el *for* en las tres primeras líneas es pasar todos los datos que están en modulo y fase a la forma compleja ya que es así como se debe trabajar. El comando *frd* crea un modelo de respuesta en frecuencia a partir de los datos que se le introducen. Como estos datos no han sido tomados con un intervalo de muestreo fijo, lo que se hace es elegir un rango de

frecuencias en el que trabajar y a partir de ahí coger de la gráfica tantos puntos como se diga. De esta manera conseguimos tener un muestreo de puntos con un intervalo constante, lo cual es necesario para poder obtener la función de transferencia. Esto se ha hecho mediante el comando *logspace* que es con el que decimos desde que frecuencia hasta que frecuencia queremos trabajar, en nuestro caso desde 10^3 hasta 10^6 , y los puntos que queremos, que hemos elegido 10.000. Con *interp* se ha hecho que esto se haga sobre el modelo en respuesta en frecuencia anterior.

Con las siguientes líneas lo que se ha hecho es calcular la función de transferencia en sí, sacando los polos y los ceros. Le hemos pedido que tenga orden 16, ya que durante varias pruebas se vio que era la que mejor se acercaba a la original.

Las demás líneas se han utilizado para hacer una comparación de los diagramas de bode, tanto de los originales como de la función de transferencia obtenida para observar si la aproximación está bien realizada.

A continuación se van a presentar las distintas funciones de transferencia para cada uno de los tres casos.

Funciones de transferencia para el desplazamiento en x

- Debido a F_x

$$2.39e-007 s^{16} + 0.5567 s^{15} + 1.497e006 s^{14} + 2.337e011 s^{13} + 3.22e017 s^{12} +$$

$$+ 1.703e022 s^{11} + 4.675e027 s^{10} + 6.206e031 s^9 + 8.705e036 s^8 +$$

$$+ 4.289e040 s^7 + 3.905e045 s^6 + 8.987e048 s^5 + 5.478e053 s^4 +$$

$$+ 6.077e056 s^3 + 2.608e061 s^2 + 9.266e063 s + 2.703e068$$

$$s^{16} + 6.543e04 s^{15} + 3.295e011 s^{14} + 1.073e016 s^{13} + 9.557e021 s^{12} +$$

$$+ 1.878e026 s^{11} + 8.041e031 s^{10} + 6.88e035 s^9 + 1.339e041 s^8 +$$

$$+ 4.829e044 s^7 + 5.546e049 s^6 + 9.97e052 s^5 + 7.131e057 s^4 + 6.432e060 s^3 +$$

$$+ 3.074e065 s^2 + 8.723e067 s + 2.605e072$$

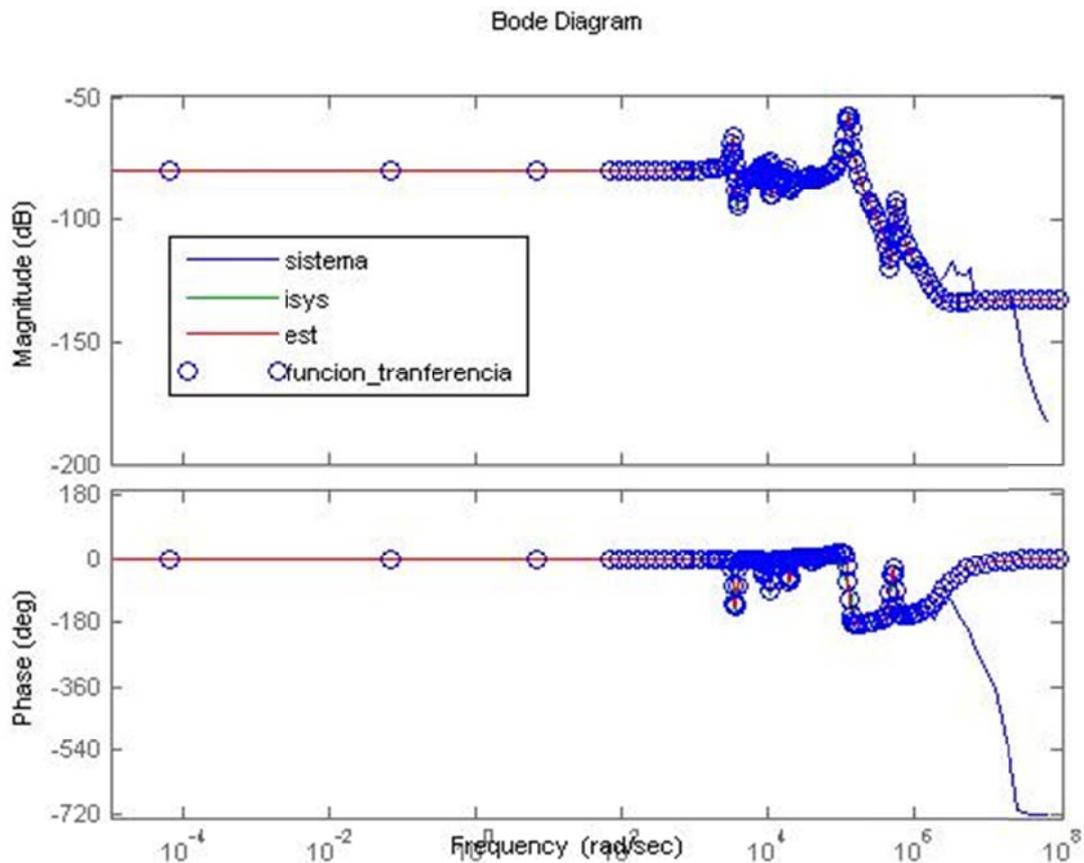


Figura 7.6 Comparación de los distintos diagramas de bode para el desplazamiento en x

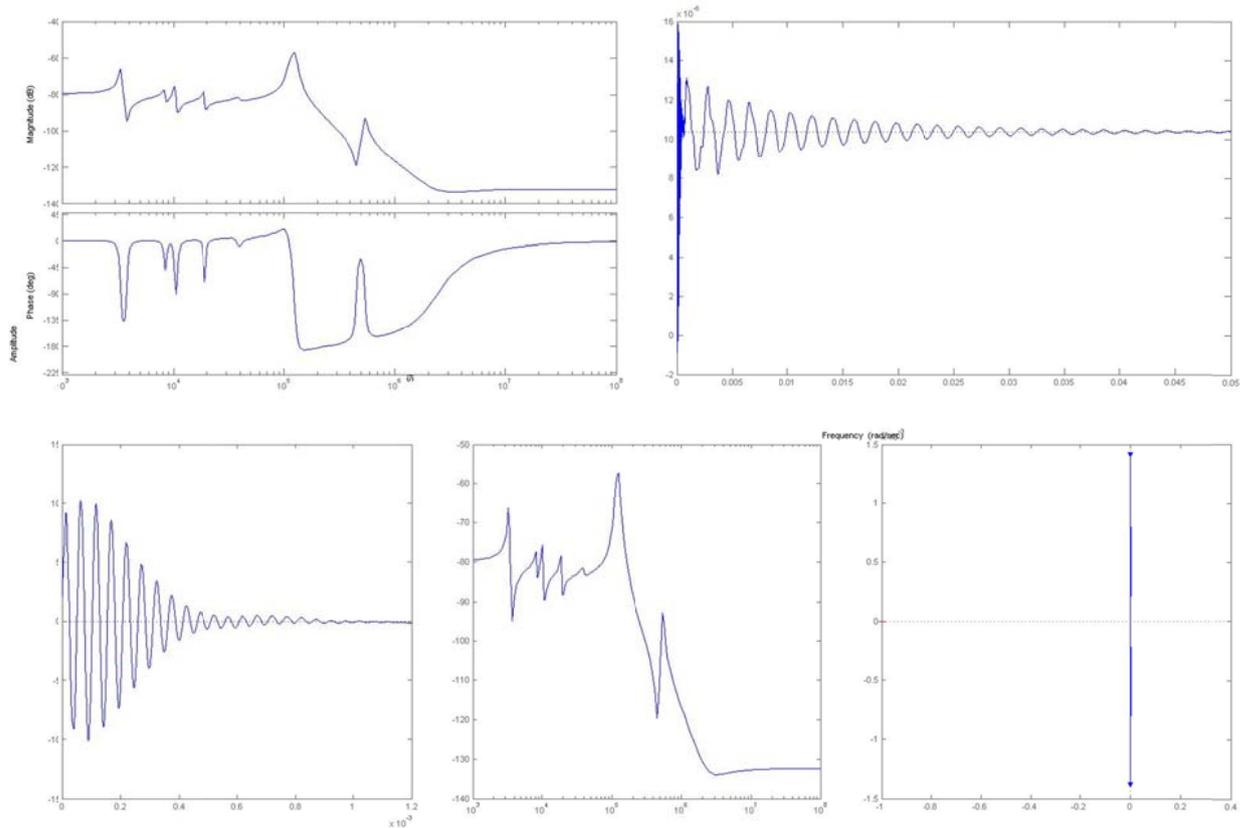


Figura 7.7 Distintas respuestas para el desplazamiento en x

Como se puede observar en la Figura 7.6, el diagrama de bode de la función de transferencia se ajusta perfectamente al diagrama de bode que se obtuvo del análisis armónico. Representa perfectamente todos los picos de los distintos modos que se obtuvieron en anteriores análisis lo que dice que es una aproximación muy buena de lo que realmente está sucediendo en el modelo del husillo.

También se puede ver como a partir de 10^6 rad/s la aproximación ya no es tan buena. La razón de que suceda esto es en el script que se presentó anteriormente se le indicó que el análisis se hiciera desde $1 \cdot 10^3$ hasta $1 \cdot 10^6$, así pues, a partir de esa frecuencia se deja de aplicar la aproximación. Lo mismo se podrá ver en las siguientes gráficas de las demás funciones de transferencia.

A la hora de realizar los bloques de Simulink también necesitaremos saber cómo afecta las demás fuerzas en y y z a los desplazamientos en el eje

x, así pues también se deberá hallar sus funciones de transferencia. Las respectivas gráficas se mostrarán en los anexos.

- Debido a F_y

$$1.572e-007 s^{16} + 0.003751 s^{15} + 1980 s^{14} + 4.437e007 s^{13} + 9.773e012 s^{12} +$$

$$+2.026e017 s^{11} + 2.409e022 s^{10} + 4.509e026 s^9 + 3.127e031 s^8 + 5.059e035 s^7$$

$$+ 2.059e040 s^6 + 2.617e044 s^5 + 5.994e048 s^4 + 4.402e052 s^3 + 6.079e056 s^2 +$$

$$+2.784e059 s + 3.286e063$$

$$s^{16} + 1.37e005 s^{15} + 9.399e010 s^{14} + 3.566e015 s^{13} + 1.073e021 s^{12} + 2.465e025 s^{11}$$

$$+ 3.088e030 s^{10} + 4.999e034 s^9 + 3.424e039 s^8 + 3.672e043 s^7 + 1.622e048 s^6$$

$$+ 1.055e052 s^5 + 3.327e056 s^4 + 1.052e060 s^3 + 2.494e064 s^2 + 1.589e067 s + 2.979e071$$

- Debido a F_z

$$0.01834 s^{16} + 2050 s^{15} + 2.384e008 s^{14} + 1.903e013 s^{13} + 1.065e018 s^{12} +$$

$$5.898e022 s^{11} + 1.969e027 s^{10} + 7.341e031 s^9 + 1.535e036 s^8 + 3.621e040 s^7 +$$

$$4.571e044 s^6 + 6.045e048 s^5 + 3.515e052 s^4 + 3.236e056 s^3 + 6.116e059 s^2 +$$

$$3.504e063 s + 2.481e066$$

$$s^{16} + 5.1e005 s^{15} + 2.494e011 s^{14} + 2.539e016 s^{13} + 4.068e021 s^{12} +$$

$$+2.39e026 s^{11} + 1.994e031 s^{10} + 6.575e035 s^9 + 2.969e040 s^8 + 5.829e044 s^7 +$$

$$+1.358e049 s^6 + 1.653e053 s^5 + 1.253e057 s^4 + 1.071e061 s^3 + 2.714e064 s^2 +$$

$$1.013e068 s + 1.347e071$$

Funciones de transferencia para el desplazamiento en y

- Debido a F_y

$$4.056e-006 s^{16} + 3.003 s^{15} + 2.498e006 s^{14} + 8.208e011 s^{13} + 3.61e017 s^{12} +$$

$$+ 3.075e022 s^{11} + 5.163e027 s^{10} + 1.547e032 s^9 + 1.204e037 s^8 + 1.669e041 s^7 +$$

$$+9.011e045 s^6 + 6.266e049 s^5 + 2.612e054 s^4 + 8.168e057 s^3$$

$$+ 2.751e062 s^2 + 2.036e065 s + 5.249e069$$

$$s^{16} + 7.663e004 s^{15} + 3.278e011 s^{14} + 1.49e016 s^{13} + 9.806e021 s^{12} + 3.054e026 s^{11}$$

$$+ 8.785e031 s^{10} + 1.624e036 s^9 + 1.895e041 s^8 + 1.759e045 s^7 + 1.347e050 s^6$$

$$+ 6.426e053 s^5 + 3.668e058 s^4 + 7.85e061 s^3 + 3.523e066 s^2 + 1.557e069 s + 5.069e073$$

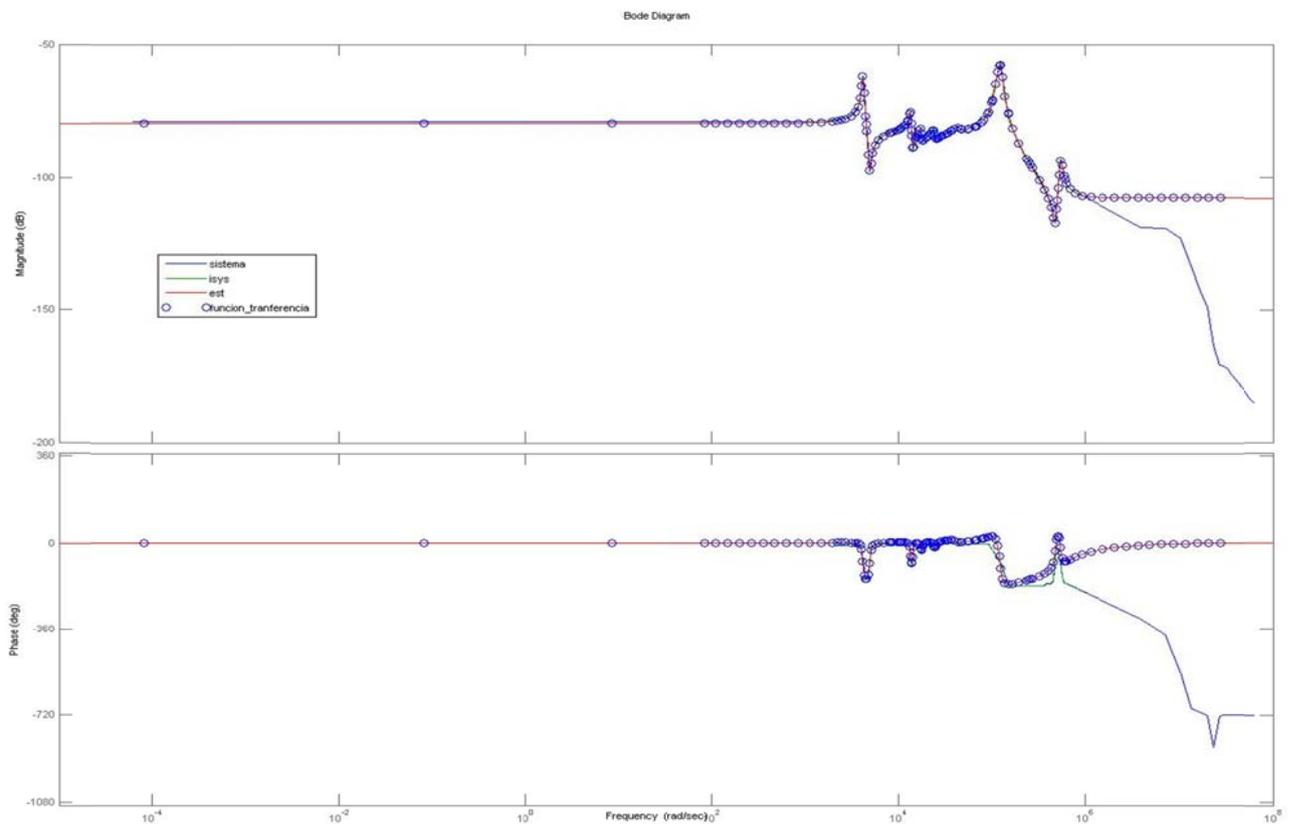


Figura 7.8 Comparación de los distintos diagramas de bode para el desplazamiento en y

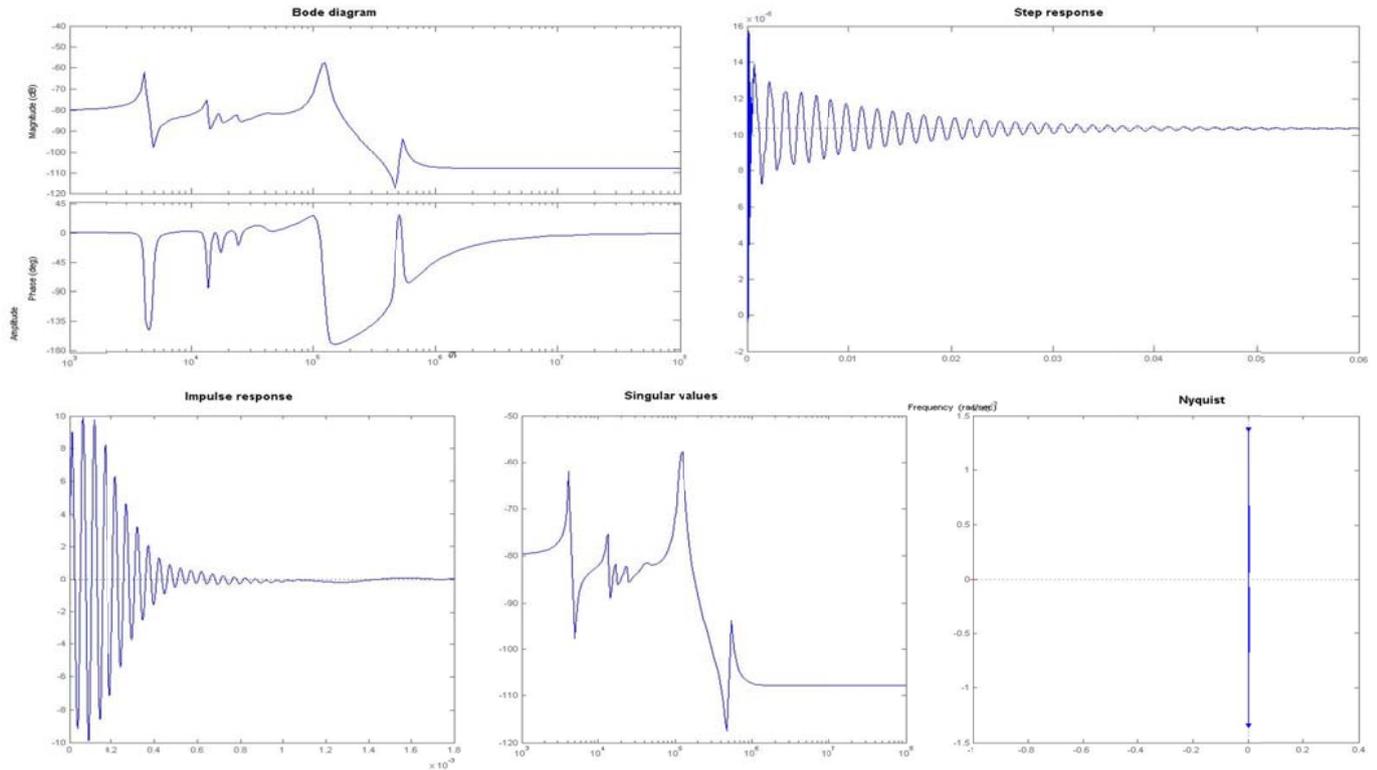


Figura 7.9 Distintas respuestas para el desplazamiento en y

Al igual que antes, ahora se sacarán los desplazamientos en y cuando el modelo está afectado por las demás fuerzas

- Debido a F_x

$$\begin{aligned}
 & 2.469e-007 s^{16} + 0.004429 s^{15} + 3145 s^{14} + 5.148e007 s^{13} + 1.567e013 s^{12} + \\
 & +2.32e017 s^{11} + 3.871e022 s^{10} + 5.126e026 s^9 + 4.945e031 s^8 + 5.726e035 s^7 + \\
 & +3.077e040 s^6 + 2.933e044 s^5 + 7.728e048 s^4 + 4.753e052 s^3 + 6.146e056 s^2 + \\
 & +3.07e059 s + 3.264e063
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & s^{16} + 1.115e005 s^{15} + 1.022e011 s^{14} + 3.942e015 s^{13} + 1.203e021 s^{12} + \\
 & +3.218e025 s^{11} + 3.478e030 s^{10} + 6.809e034 s^9 + 3.84e039 s^8 + 4.925e043 s^7 + \\
 & +1.748e048 s^6 + 1.359e052 s^5 + 3.374e056 s^4 + 1.279e060 s^3 + 2.373e064 s^2 + \\
 & 1.853e067s + 2.799e071
 \end{aligned}$$

- Debido a F_z

$$8.331e-008 s^{16} + 0.06265 s^{15} + 1520 s^{14} + 6.34e008 s^{13} + 8.765e012 s^{12} + \\ +2.419e018 s^{11} + 2.216e022 s^{10} + 4.415e027 s^9 + 2.695e031 s^8 + 4.029e036 s^7 + \\ +1.589e040 s^6 + 1.725e045 s^5 + 4.249e048 s^4 + 2.762e053 s^3 + 4.525e056 s^2 + \\ +9.527e060 s + 1.149e064$$

$$s^{16} + 3.971e006 s^{15} + 5.719e011 s^{14} + 1.005e017 s^{13} + 1.147e022 s^{12} + \\ +5.692e026 s^{11} + 4.057e031 s^{10} + 1.194e036 s^9 + 5.401e040 s^8 + 1.061e045 s^7 + \\ +3.114e049 s^6 + 3.992e053 s^5 + 7.443e057 s^4 + 5.329e061 s^3 + 5.933e065 s^2 + \\ +8.114e068 s + 6.975e072$$

Funciones de transferencia para el desplazamiento en z

- Debido a F_z

$$3.093e-006 s^{16} + 1.014 s^{15} + 2.204e006 s^{14} + 4.355e011 s^{13} + 3.759e017 s^{12} + \\ +4.153e022 s^{11} + 4.844e027 s^{10} + 1.814e032 s^9 + 1.413e037 s^8 + 2.441e041 s^7 + \\ +1.298e046 s^6 + 1.182e050 s^5 + 4.304e054 s^4 + 1.656e058 s^3 + 4.477e062 s^2 + \\ +2.89e065 s + 6.382e069$$

$$s^{16} + 2.858e005 s^{15} + 6.005e011 s^{14} + 1.365e017 s^{13} + 9.237e022 s^{12} + 1.617e028 s^{11} \\ + 1.479e033 s^{10} + 7.135e037 s^9 + 4.422e042 s^8 + 9.646e046 s^7 + 3.941e051 s^6 \\ + 4.638e055 s^5 + 1.265e060 s^4 + 6.418e063 s^3 + 1.26e068 s^2 + 9.579e070 s + 1.251e075$$

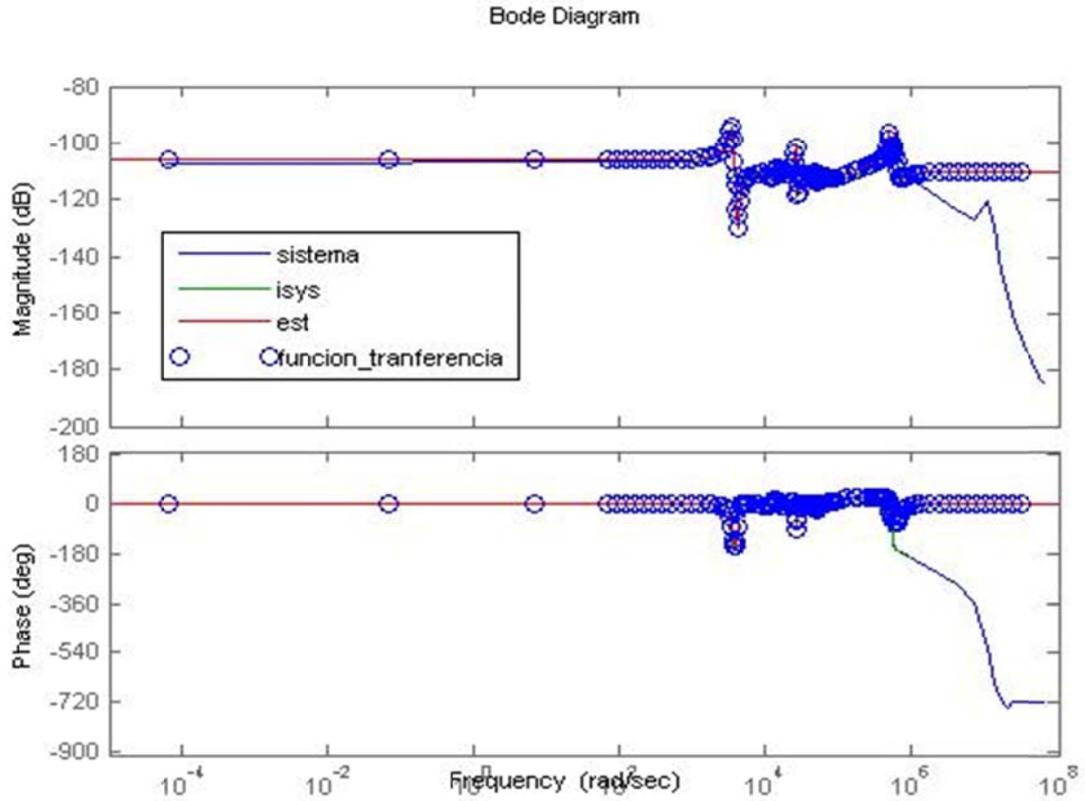


Figura 7.10 Comparación de los distintos diagramas de bode para el desplazamiento en z

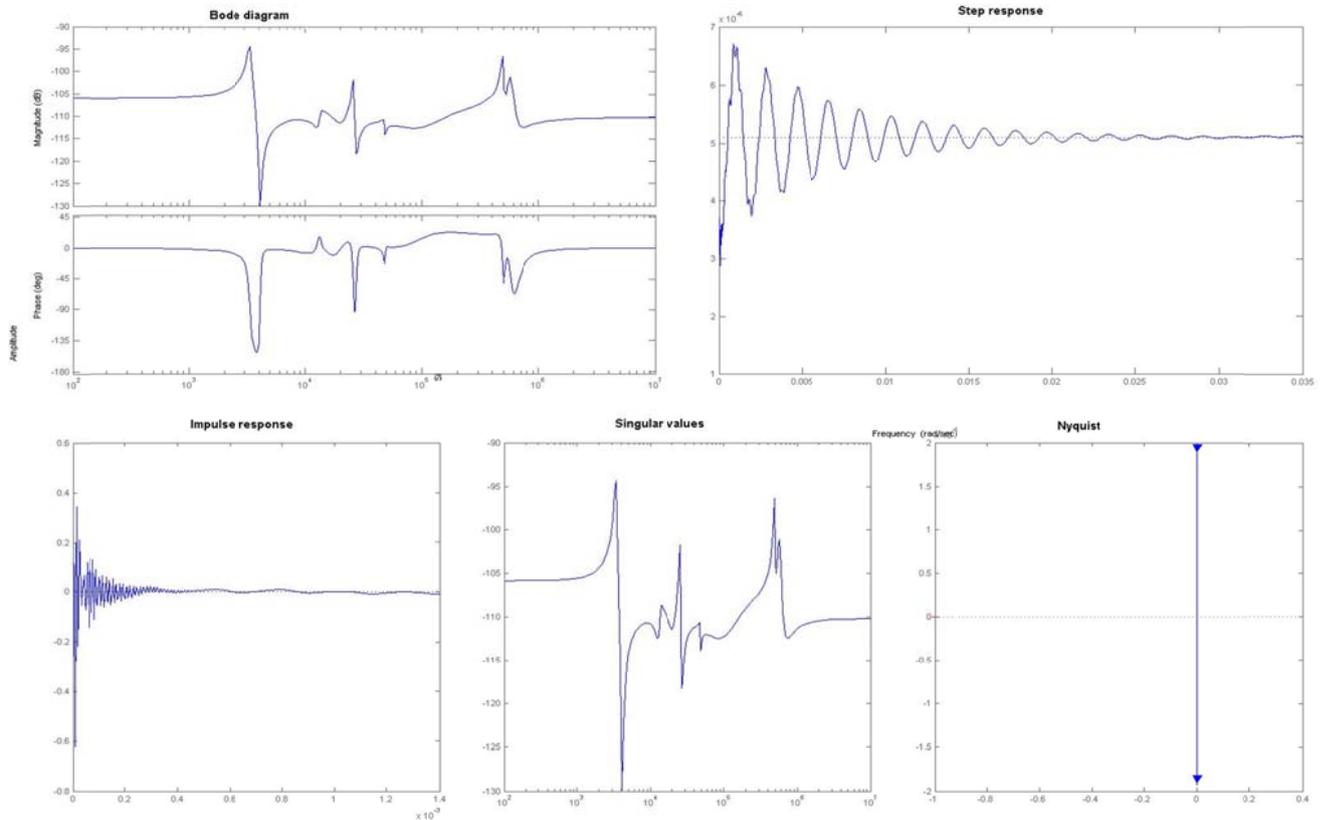


Figura 7.11 Comparación distintas respuestas para el desplazamiento en z

- Debido a F_x

$$3.621e-005 s^{16} + 1.159 s^{15} + 3.844e005 s^{14} + 1.094e010 s^{13} + 1.533e015 s^{12} + \\ +3.785e019 s^{11} + 2.829e024 s^{10} + 5.923e028 s^9 + 2.409e033 s^8 + 4.278e037 s^7 + \\ +8.425e041 s^6 + 1.283e046 s^5 + 1.104e050 s^4 + 1.416e054 s^3 + 4.744e057 s^2 + \\ +4.413e061 s + 3.194e064$$

$$s^{16} + 6.261e004 s^{15} + 7.241e010 s^{14} + 3.438e015 s^{13} + 5.323e020 s^{12} + \\ +1.737e025 s^{11} + 1.216e030 s^{10} + 2.88e034 s^9 + 9.946e038 s^8 + 1.756e043 s^7 + \\ +3.129e047 s^6 + 4.102e051 s^5 + 3.549e055 s^4 + 2.852e059 s^3 + 1.289e063 s^2 + \\ +3.234e066 s + 8.242e069$$

- Debido a F_y

$$1.904e-007 s^{16} + 0.003418 s^{15} + 2000 s^{14} + 3.232e007 s^{13} + 7.96e012 s^{12} + \\ +1.122e017 s^{11} + 1.525e022 s^{10} + 1.806e026 s^9 + 1.487e031 s^8 + 1.428e035 s^7 + \\ +7.072e039 s^6 + 5.27e043 s^5 + 1.4e048 s^4 + 7.55e051 s^3 + 8.816e055 s^2 + \\ +2.549e059 s + 1.695e063$$

$$s^{16} + 1.036e005 s^{15} + 1.083e011 s^{14} + 4.26e015 s^{13} + 1.357e021 s^{12} + \\ +3.643e025 s^{11} + 4.21e030 s^{10} + 7.389e034 s^9 + 5.057e039 s^8 + 5.579e043 s^7 + \\ +2.624e048 s^6 + 1.631e052 s^5 + 5.802e056 s^4 + 1.623e060 s^3 + 4.5e064 s^2 + \\ +2.599e067 s + 5.404e071$$

7.3.1. Respuestas de la función de transferencia

Lo que se pretende en este apartado es probar la función de transferencia. Se va a introducir tres entradas diferentes (escalón, rampa y senoidal) al sistema con el objetivo de ver cómo responde y así poder comparar los resultados con el análisis estático que se hizo en el capítulo 5.

Este experimento lo vamos a llevar a cabo con la herramienta Simulink de Matlab. Con esta herramienta vamos a poder construir virtualmente un sistema compuesto por una bloque que va a dar la entrada, otros que van a contener las funciones de transferencia y un último que va a recoger los datos y los va a graficar. Como ya se ha dicho esto se hará para tres entradas: una entrada en escalón, una entrada en rampa y una entrada senoidal que se asemejara a una distribución de fuerzas que actúan en el proceso de mecanizado de la máquina fresadora.

A modo de ejemplo se muestra el sistema construido para la entrada escalón.

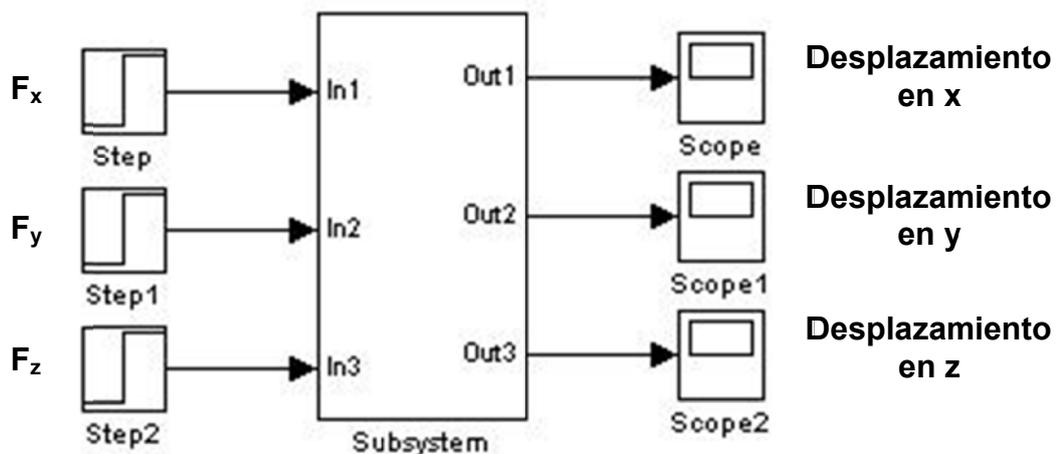


Figura 7.12 Sistema para entrada rampa

En la Figura 7.12 se puede observar tres bloques que guardan las entradas escalón, cada una correspondiente a F_x , F_y y F_z . A la salida se ha colocado un *Scope*, componente que nos registrará la respuesta del sistema en forma de gráfica en función del tiempo de cada uno de los desplazamientos en los distintos ejes. Por último el bloque *Subsystem* está compuesto por las diferentes funciones de transferencia y unos bloques sumadores, tal y como se puede ver en la Figura 7.13.

Para hallar la correcta respuesta del sistema tenemos que saber qué es lo que pasa cuando a cada función de transferencia se le introduce una fuerza en cada eje.

Los resultados individuales de cada eje se sumarán y es eso lo que se representara en la gráfica. Por ejemplo las tres primeras funciones de transferencia se corresponderán con los desplazamientos en x , con la diferencia de que a cada una se le introduce una fuerza en cada eje. Para las siguientes tres, será lo mismo, con la diferencia de que en este caso la función de transferencia es la del desplazamiento en y , y lo mismo con el desplazamiento en z . Por lo tanto se va a medir como afecta cada fuerza al desplazamiento en un eje. Así pues, mediante el sumador que se observa antes de la salida, las respuestas individuales de cada eje se podrán sumar.

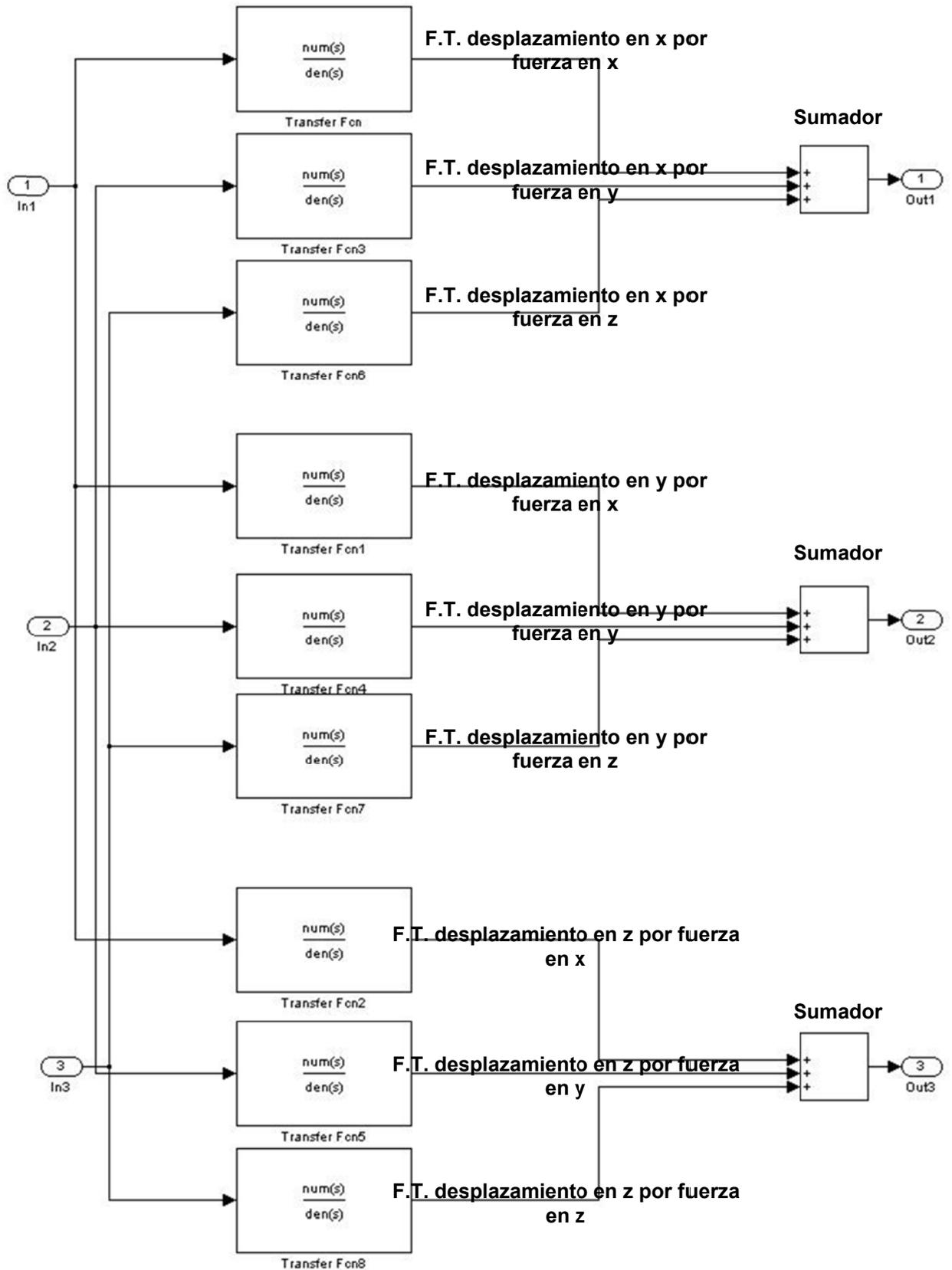


Figura 7.13 Sub sistema

A continuación se van a mostrar los resultados obtenidos de las diferentes entradas introducidas al sistema. Primero se va a introducir un escalón con valor final de 1 N en cada uno de los tres ejes x , y , z . Las gráficas se muestran a continuación.

- Entrada escalón (ej. $F_x = 1 \text{ N}$, $F_y = 1 \text{ N}$, $F_z = 1 \text{ N}$)

Como se puede observar, por ejemplo, en la Figura 7.14, el valor del desplazamiento en x para una fuerza de 1 N en cada uno de los tres ejes es de $1,2 \cdot 10^{-4}$ lo que se aproxima mucho al $0,8 \cdot 10^{-4}$ que se obtuvo en el análisis estático. La diferencia entre los valores es de $0,4 \cdot 10^{-4}$ que puede ser debida entre otras cosas a que los datos que se han manejado, como por ejemplo el amortiguamiento, se han obtenido de otros ensayos de otras personas y que además hemos estado trabajando con un modelo que es una aproximación.

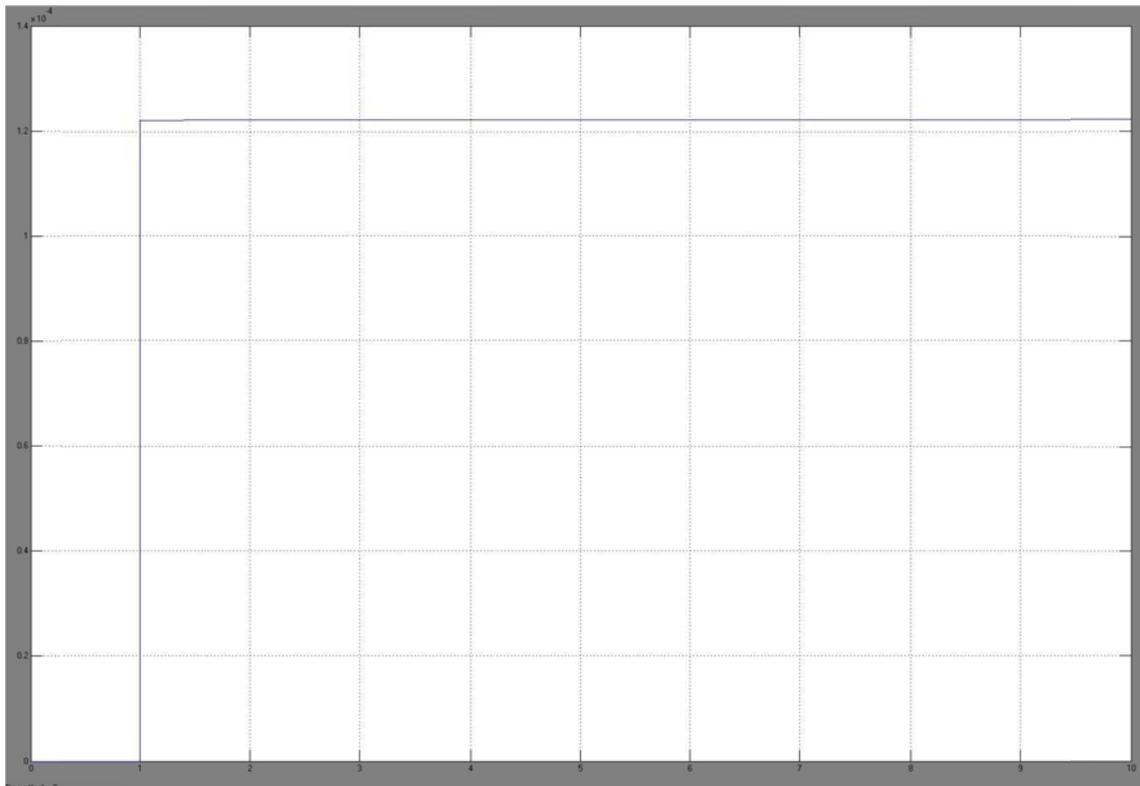


Figura 7.14 Respuesta del sistema ante entrada escalón para el desplazamiento en x

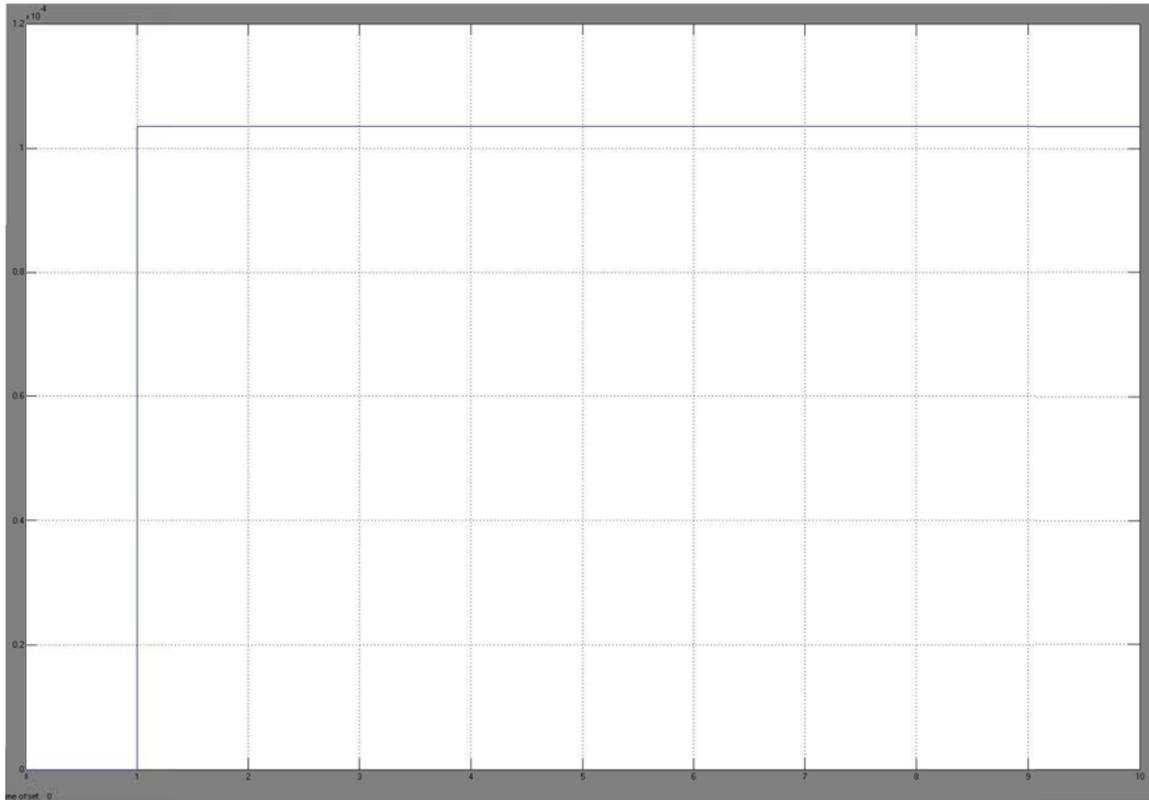


Figura 7.15 Respuesta del sistema ante entrada escalón para el desplazamiento en y

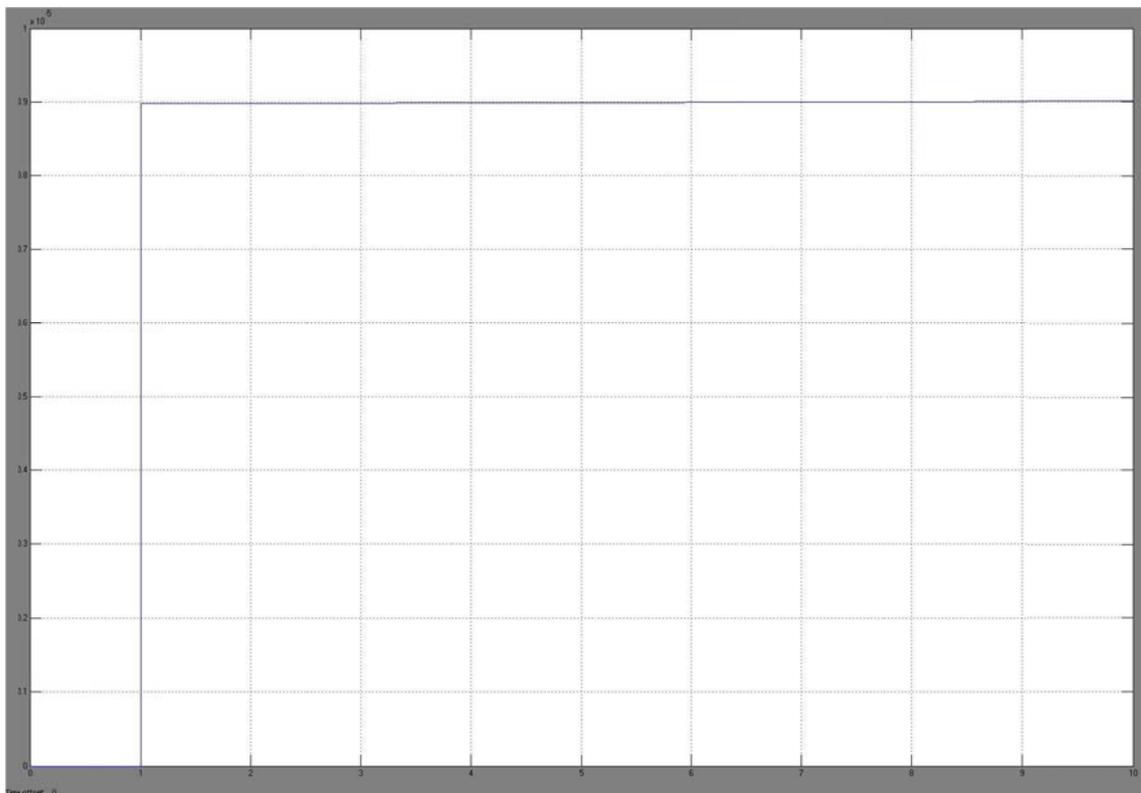


Figura 7.16 Respuesta del sistema ante entrada escalón para el desplazamiento en z

- Entrada rampa (ej. *Pendiente = 1*)

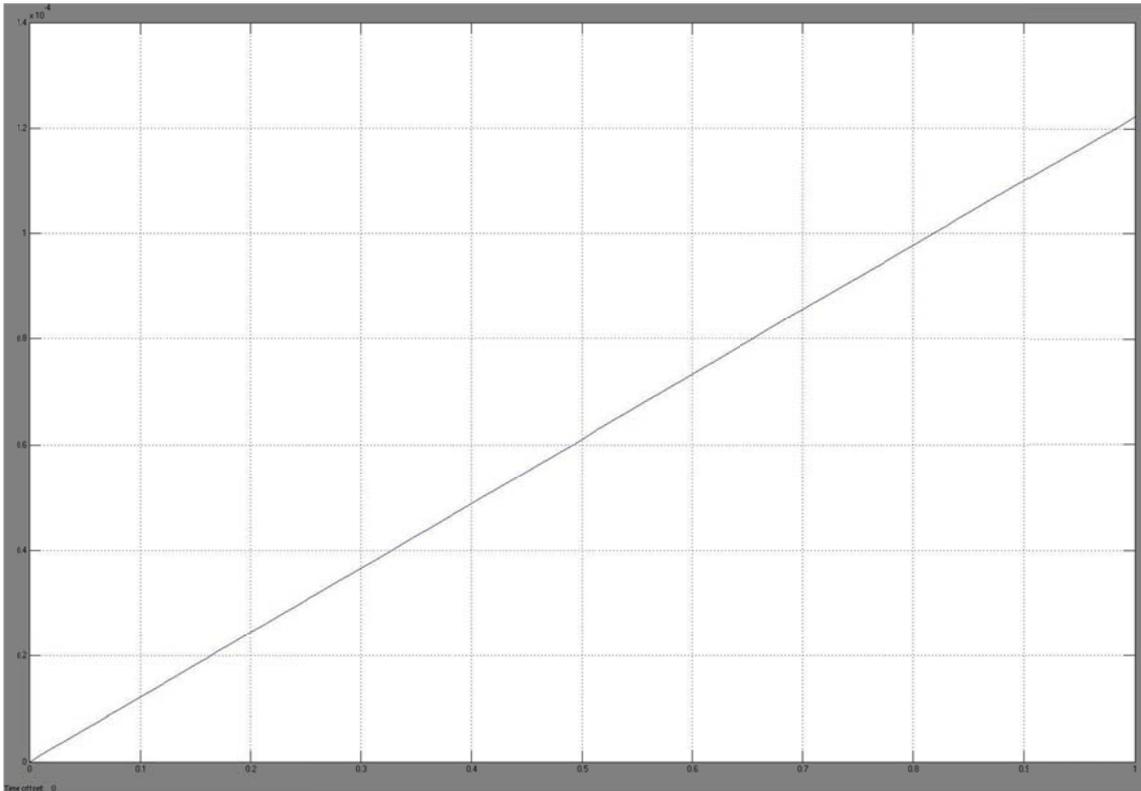


Figura 7.17 Respuesta del sistema ante entrada rampa para el desplazamiento en x

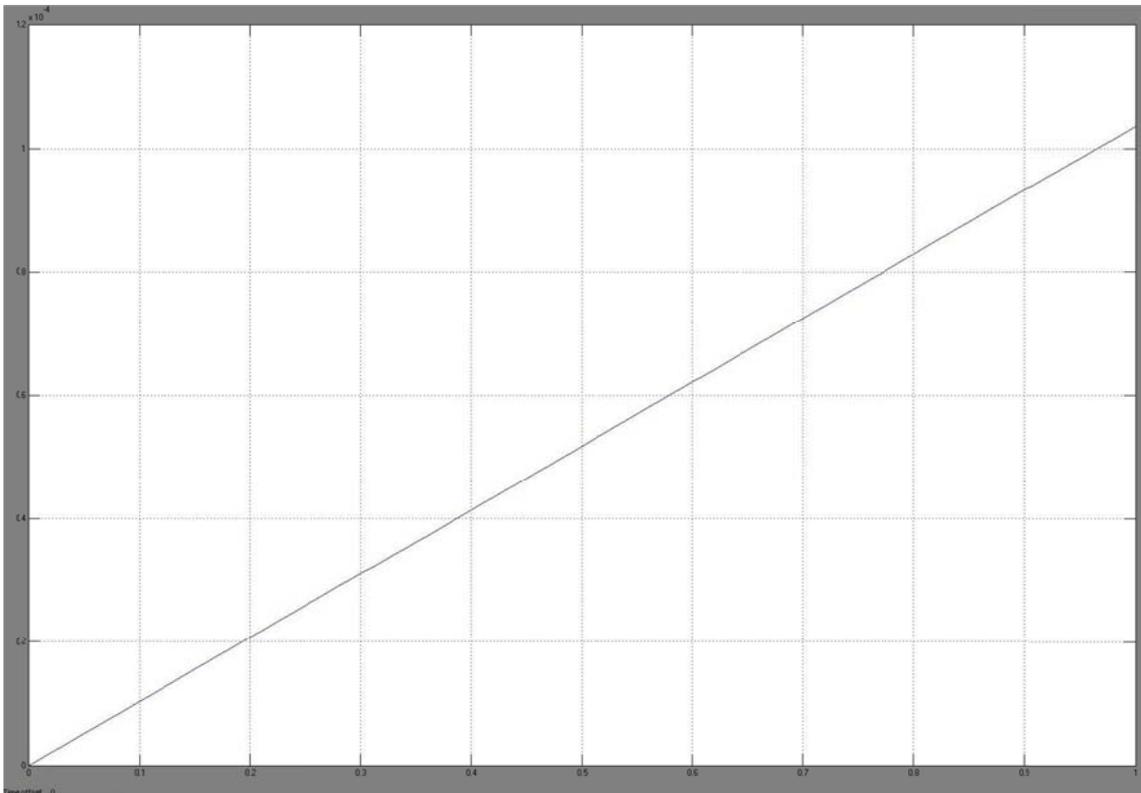


Figura 7.18 Respuesta del sistema ante entrada rampa para el desplazamiento en y

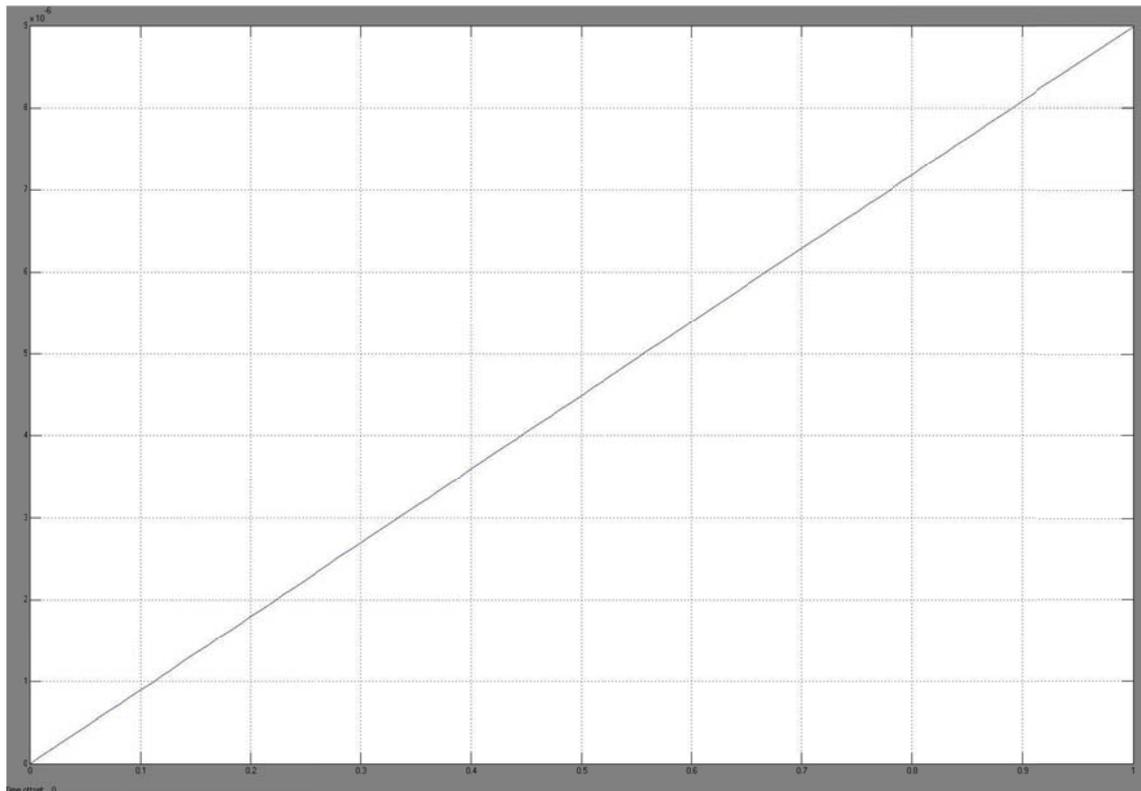


Figura 7.19 Respuesta del sistema ante entrada rampa para el desplazamiento en z

- Entrada senoidal

En cuanto a la entrada senoidal se va a construir una señal que se asemeje a lo que sería una distribución real de fuerzas. Para ello se van a definir tres señales que van a actuar a la vez: una señal seno que es la que va a definir la distribución de las fuerzas, una señal de ruido que se le va a sumar a la primera y a estas dos se les va a sumar una señal de ruido blanco, procedente de las diferentes interferencias que existen a la hora de la recogida de los datos de fuerzas.

El resultado de la entrada es el que se puede observar en la Figura 7.20. A la primera señal se le ha dado una amplitud de 500 N y una frecuencia de 100 Hz para que la señal y los resultados sean más visibles. A la segunda señal se le ha dado una amplitud más baja, de 20 N ya que se trata de un ruido, y una frecuencia de 10 rad/s. El dato de la frecuencia hay que introducirlo en rad/s, por ejemplo si tenemos 100 Hz la frecuencia será $100 \cdot 2 \cdot \pi$ rad/s.

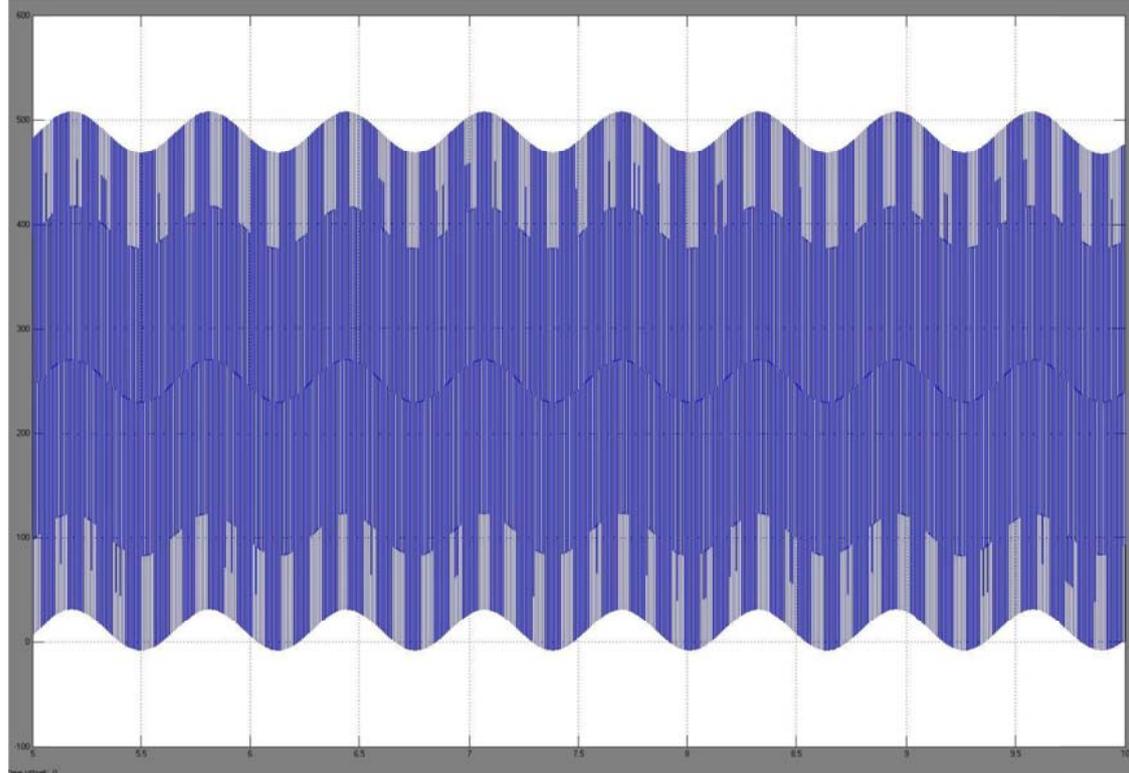


Figura 7.20 Entrada senoidal

Las respuestas del sistema se pueden ver a continuación:

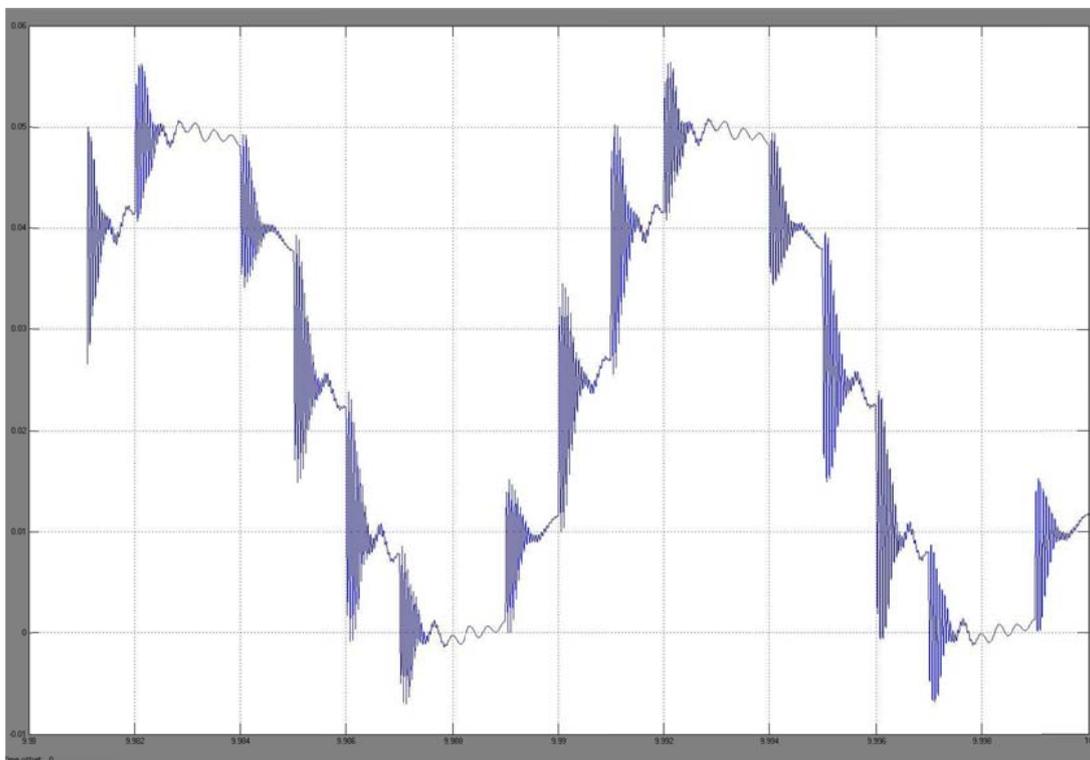


Figura 7.21 Respuesta del sistema ante entrada senoidal para el desplazamiento en x

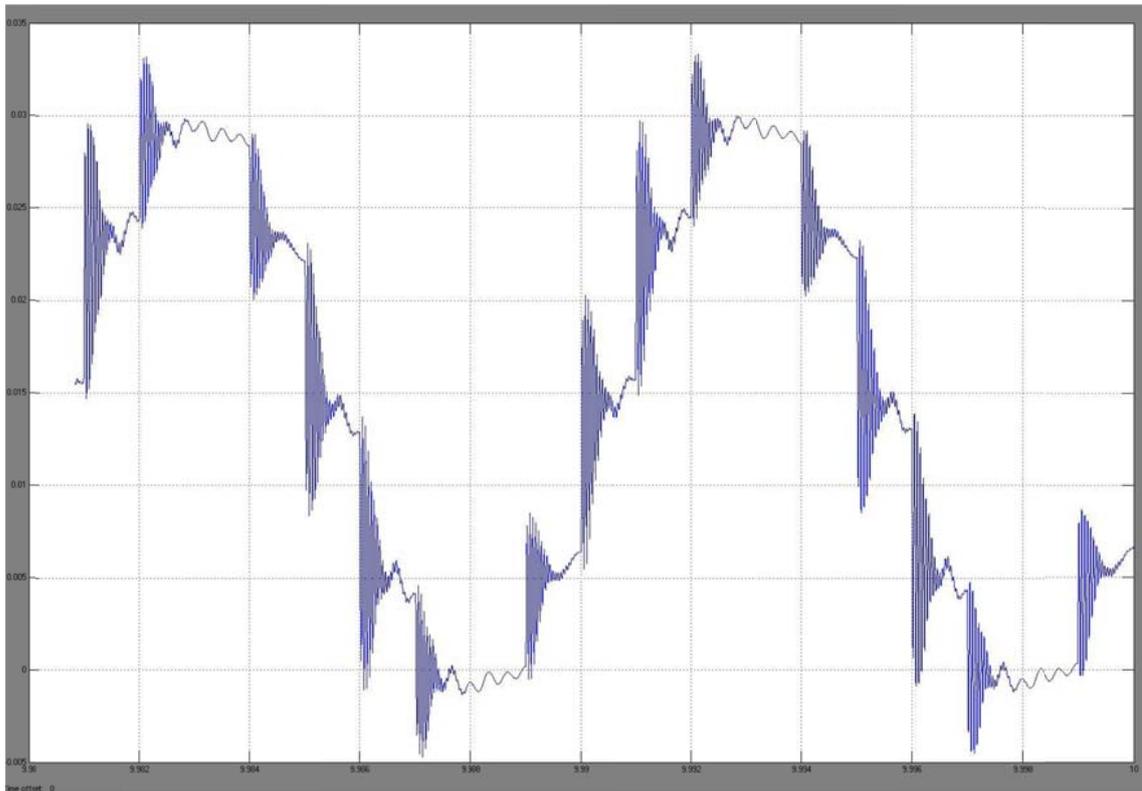


Figura 7.22 Respuesta del sistema ante entrada senoidal para el desplazamiento en y

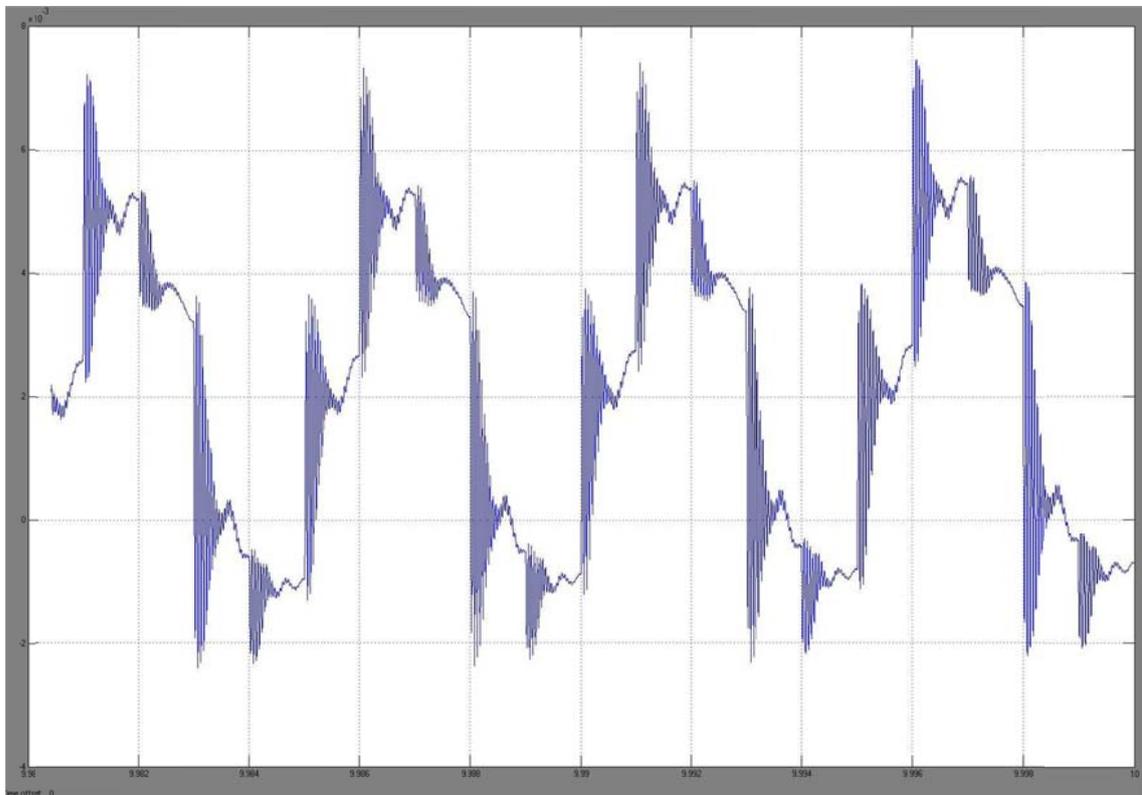


Figura 7.23 Respuesta del sistema ante entrada senoidal para el desplazamiento en z

Como se puede observar en las gráficas el ruido que se le mete a la señal a la entrada afecta a la salida, aun así se puede ver que el valor de desplazamiento, por ejemplo en x, alcanza 0,05 mm lo que se aproxima a los 0,04 que se daban en el análisis estático.

A su vez si lo que se quiere es introducir la frecuencia a partir de la velocidad de giro de la herramienta, habrá que tener en cuenta que la herramienta con la que estamos trabajando tiene 4 filos, por lo que por cada vuelta que de la herramienta se golpea la pieza cuatro veces, por lo que se introducirá cuatro veces la fuerza. Por ello si la fresadora nos está marcando que estamos por ejemplo a 9.000 rpm para hacer los cálculos de la frecuencia este dato se deberá multiplicar por 4, así pues:

$$9000 \text{ rpm} \times 4 \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} = 3.770 \text{ rad/s}$$

Por lo tanto a la entrada senoidal deberemos introducirle una frecuencia de 3.770 rad/s.

En última instancia para determinar si la aproximación está bien hecha, también se ha estudiado el sistema cuando entra en resonancia. Hemos introducido como frecuencia la del primer modo de vibración para ver cómo se comporta el sistema. El resultado es el mostrado en la Figura 7.24. Como se puede ver, la respuesta del sistema concuerda con lo que pasa realmente ya que el sistema entra resonancia cuando se llega al primer modo de vibración, en donde se vibra a muy alta frecuencia, lo que como ya se ha dicho anteriormente, es lo que se pretende evitar cuando se está mecanizando.

Estas frecuencias se pueden evitar regulando la velocidad a la que gira la herramienta. Por ejemplo si lo que se quiere evitar es el primer modo de vibración (530 Hz), teniendo en cuenta los cuatro filos de la herramienta, para averiguar los rpm a los que no hay que llegar, se debe hacer lo siguiente:

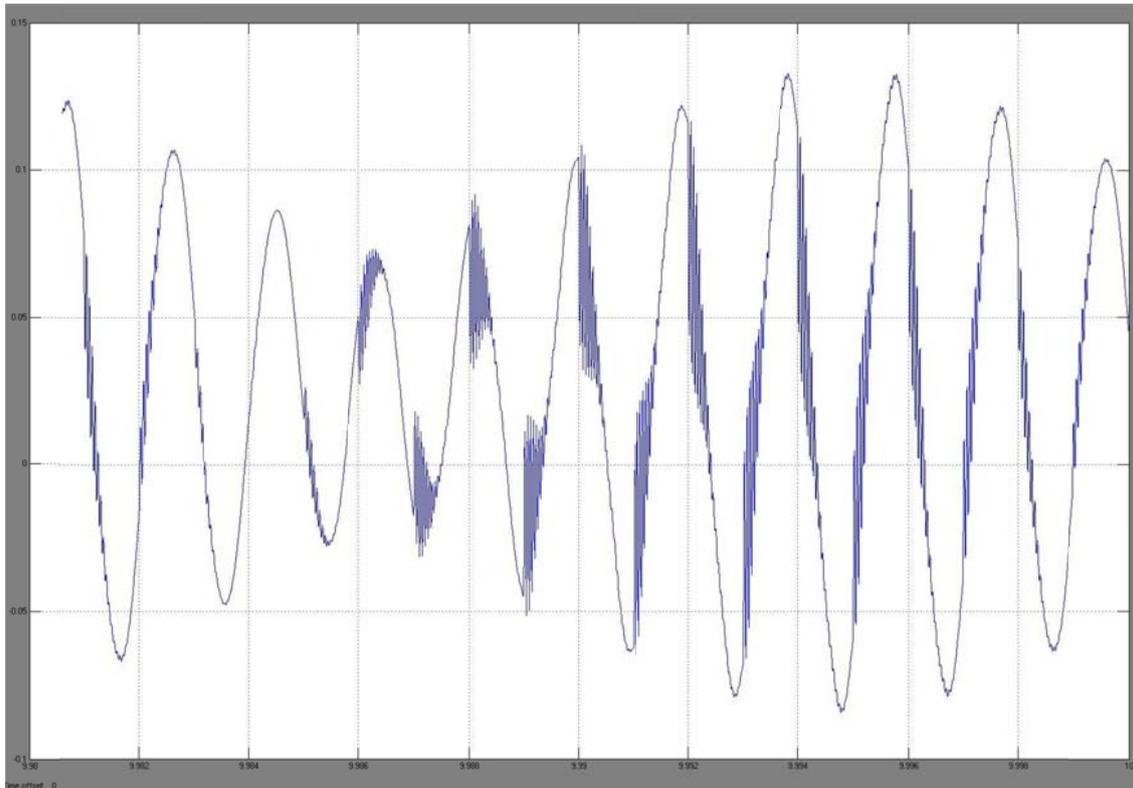


Figura 7.24 Respuesta del sistema frecuencia de primer modo de vibración

Capítulo 8

Conclusiones y desarrollos futuros

8.1. Conclusiones y desarrollos futuros

En este proyecto se ha estudiado los efectos que tiene el proceso de mecanizado en una máquina fresadora, enfocándonos en la parte del husillo del cabezal.

- ❖ Se ha profundizado en el estudio de los desplazamientos y de las tensiones ocurridas en el husillo.
- ❖ Se ha aprendido a utilizar software de elementos finitos (FEM)
- ❖ Se ha estudiado los parámetros de los distintos procesos de mecanizado existentes
- ❖ Se ha propuesto un modelo del cabezal de la fresadora que proporcionara resultados en tiempo real.

A partir del trabajo desarrollado en este PFC, se abren una serie de líneas de trabajo que resultan de interés para avanzar en el estudio de las vibraciones en máquinas herramientas.

Este estudio ha sido una aproximación de lo que realmente ocurre en la máquina herramienta. Algunos de los datos que aquí se han utilizado han estado basados en estudios realizados por otra gente. Por lo tanto si se quisiera profundizar más, se debería llevar a cabo una serie de análisis experimentales para poder averiguar tanto los coeficientes de amortiguamiento, rigideces, distribución de las fuerzas a lo largo del tiempo, etc. Para ello sería necesario un estudio con la utilización de sensores como pueden ser las células de carga.

Este modelo que proporciona resultados en tiempo real se podría implementar en el control numérico a través de un lazo cerrado que nos ayude a controlar las desviaciones que se producen en el mecanizado para alcanzar mejores tolerancias y mejores acabados, lo que sería una ventaja para cualquier empresa dedicada a los procesos de mecanización ya que se ahorraría tiempo, material y dinero.

Capítulo 9

Referencias

9.1. Referencias

- 1- Ganguli A., Deraemaeker A., Horodincu M., Preumont A., “Active damping of chatter in machine tools – Demonstration with a Hardware in the Loop simulator”, *Journal of Systems and Control Engineering*, 2005
- 2- Aguiar R., Prado A., “Obtención de los factores de amortiguamiento equivalente en estructuras con disipadores viscoelásticos con goma”, 2010
- 3- Yang Y., Muñoa J., Altintas Y., “Optimization of multiple mass dampers to suppress machine tool chatter”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol 50., pp 834-842, 2010
- 4- Yousefi-Koma A., Zimcik D., Mander A., “Experimental and theoretical system identification of flexible structures with piezoelectric actuators”, 2004
- 5- Throne R.D., “Frequency domain identification of one, two and three degree of freedom systems in an introductory controls class”, 2005
- 6- Wang Z.G., Cheng X., Nakamoto K., Kobayashi S., Yamazaki K., “Design and development of a precision machine tool using counter motion mechanisms”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol 50, pp 357-365, 2010
- 7- Lin S.C., Lin R.J., “Tool wear monitoring in face milling using force signals”, Elsevier Science B.V., Vol 198, pp 136-142, 1996
- 8- Al-Habaibeh A., Gindy N., “A new approach for systematic design of condition monitoring systems for milling processes”, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol 107, pp 243-251, 2000
- 9- Wen-Hsiang L., “Modeling of cutting forces in end milling operations”, *Tamkang Journal of Science and Engineering*, Vol 3, pp 15-22, 2000
- 10- Arnove M., “Mecanizado alta velocidad y gran precisión”, Ed. El Mercado Técnico, S.L., 2000
- 11- Welbourn D.B., Smith J.D., “Fundamentos de la dinámica de las máquinas-herramientas”, Ed. Marcombo, S.A., 1969
- 12- Sweeney G., “Vibration of Machine Tools”, Ed. The Machinery Publishing CO. LTD., 1971
- 13- Pelaez J., “La fresadora”, Ed. Cedel, 1991

14- El-Hofi H., “Fundamentals Machining Processes conventional and nonconventional processes”, Ed. Taylor & Francis Group, 2007

15- Shaw M.C., “Metal cutting principles”, Ed. Oxford University Press, 2005

16- Manual de MSC Marc Mentat 2010

17- Manual de Matlab R2010a

Anexos

Resultados del análisis armónico para desplazamiento en x

Frecuencia (Hz)	Magnitud desplazamiento en mm	Magnitud desplazamiento en dB	Fase desplazamiento en °
0	0,000107946	-79,336	-2,291
50,2513	0,000108169	-79,318	-2,295
100,503	0,000108863	-79,262	-2,311
150,754	0,000110106	-79,164	-2,339
201,005	0,000112052	-79,012	-2,388
251,256	0,000114992	-78,787	-2,470
301,508	0,000119494	-78,453	-2,613
351,759	0,000126768	-77,940	-2,888
402,01	0,000139904	-77,083	-3,497
452,261	0,000169638	-75,410	-5,277
460	0,000177837	-75,000	-5,841
480	0,000209837	-73,562	-8,263
500	0,000277675	-71,129	-14,235
502,513	0,000291723	-70,701	-15,587
520	0,00047565	-66,454	-37,529
540	0,000392476	-68,124	-120,888
552,764	0,000178162	-74,984	-141,446
560	0,000118894	-78,497	-144,667
580	3,96484E-05	-88,035	-136,245
600	1,61407E-05	-95,842	-73,236
603,015	1,66082E-05	-95,594	-60,443
620	2,61051E-05	-91,665	-23,851
640	3,72274E-05	-88,583	-12,602
653,266	0,000043023	-87,326	-9,552
703,518	5,75529E-05	-84,799	-5,305
753,769	6,59713E-05	-83,613	-4,058
804,02	7,16371E-05	-82,897	-3,532
854,271	7,59071E-05	-82,394	-3,276
904,523	7,94476E-05	-81,998	-3,155
954,774	8,26529E-05	-81,655	-3,120
1005,03	8,58145E-05	-81,329	-3,158
1055,28	8,92188E-05	-80,991	-3,279
1105,53	9,32507E-05	-80,607	-3,532
1155,78	9,85986E-05	-80,123	-4,047
1206,03	0,000106867	-79,423	-5,254
1256,28	0,000123021	-78,200	-9,166
1260	0,000124865	-78,071	-9,761
1295	0,000148326	-76,576	-22,606

1306,53	0,000152497	-76,335	-32,876
1330	0,000107021	-79,411	-57,216
1356,78	6,03294E-05	-84,389	-39,151
1365	5,94133E-05	-84,522	-30,471
1400	7,00023E-05	-83,098	-13,078
1407,04	7,23919E-05	-82,806	-11,741
1457,29	8,75016E-05	-81,160	-8,177
1507,54	0,000103385	-79,711	-8,967
1557,79	0,000128861	-77,798	-14,095
1608,04	0,000181923	-74,802	-36,462
1658,29	0,000109876	-79,182	-96,913
1670	7,85183E-05	-82,101	-101,190
1690	4,45294E-05	-87,027	-94,625
1708,54	3,03717E-05	-90,351	-73,878
1710	2,98174E-05	-90,511	-71,849
1730	2,78453E-05	-91,105	-45,425
1750	3,12026E-05	-90,116	-28,579
1758,79	3,31051E-05	-89,602	-23,910
1809,05	4,29314E-05	-87,344	-11,468
1859,3	4,97714E-05	-86,060	-7,481
1909,55	5,46024E-05	-85,256	-5,727
1959,8	5,82207E-05	-84,698	-4,803
2010,05	6,10769E-05	-84,282	-4,261
2060,3	0,000063434	-83,954	-3,920
2110,55	6,54555E-05	-83,681	-3,699
2160,8	6,72493E-05	-83,446	-3,555
2211,06	6,88945E-05	-83,236	-3,465
2261,31	7,04503E-05	-83,042	-3,418
2311,56	0,000071967	-82,857	-3,408
2361,81	0,000073492	-82,675	-3,435
2412,06	7,50753E-05	-82,490	-3,503
2462,31	7,67767E-05	-82,295	-3,627
2512,56	7,86716E-05	-82,084	-3,847
2562,81	8,07924E-05	-81,853	-4,285
2613,07	8,26942E-05	-81,650	-4,913
2663,32	8,50234E-05	-81,409	-5,121
2713,57	8,87292E-05	-81,039	-5,585
2763,82	9,37822E-05	-80,558	-6,662
2814,07	0,000100938	-79,919	-8,686
2864,32	0,000111808	-79,031	-12,725
2914,57	0,000128453	-77,825	-21,968
2920	0,000130522	-77,686	-23,575
2942,5	0,000138196	-77,190	-32,289
2964,82	0,000139485	-77,109	-44,802

2965	0,000139446	-77,112	-44,915
2987,5	0,000125462	-78,030	-60,076
3010	9,74277E-05	-80,226	-72,425
3015,08	0,000090593	-80,858	-74,215
3065,33	4,35769E-05	-87,215	-66,655
3115,58	3,52884E-05	-89,047	-35,918
3165,83	3,97141E-05	-88,021	-18,996
3216,08	4,47543E-05	-86,983	-11,933
3266,33	4,87893E-05	-86,234	-8,579
3316,58	5,19314E-05	-85,691	-6,759
3366,83	5,44233E-05	-85,284	-5,670
3417,09	5,64519E-05	-84,966	-4,972
3467,34	5,81471E-05	-84,709	-4,501
3517,59	5,95996E-05	-84,495	-4,175
3567,84	6,08736E-05	-84,311	-3,948
3618,09	6,20142E-05	-84,150	-3,793
3668,34	6,30628E-05	-84,005	-3,689
3718,59	0,000064061	-83,868	-3,635
3768,84	6,50385E-05	-83,737	-3,640
3819,1	6,60303E-05	-83,605	-3,718
3869,35	6,70807E-05	-83,468	-3,907
3919,6	6,82424E-05	-83,319	-4,294
3969,85	6,95453E-05	-83,155	-5,084
4020,1	7,07646E-05	-83,004	-6,743
4070,35	7,02961E-05	-83,061	-9,828
4120,6	0,00006547	-83,679	-11,645
4170,85	6,20592E-05	-84,144	-8,818
4221,11	6,22307E-05	-84,120	-6,124
4271,36	6,32265E-05	-83,982	-4,728
4321,61	6,41875E-05	-83,851	-4,010
4371,86	6,50039E-05	-83,741	-3,609
4422,11	6,56956E-05	-83,649	-3,364
4472,36	6,62934E-05	-83,571	-3,206
4522,61	6,68222E-05	-83,502	-3,098
4572,86	0,0000673	-83,440	-3,023
4623,12	0,00006774	-83,383	-2,971
4673,37	6,81524E-05	-83,330	-2,936
4723,62	6,85448E-05	-83,281	-2,915
4773,87	6,89233E-05	-83,233	-2,910
4824,12	6,92917E-05	-83,186	-2,921
4874,37	6,96593E-05	-83,140	-2,950
4924,62	7,00365E-05	-83,094	-3,011
4974,87	7,04188E-05	-83,046	-3,136
5025,13	7,07647E-05	-83,004	-3,375

5075,38	7,09043E-05	-82,987	-3,769
5125,63	7,05399E-05	-83,031	-4,101
5175,88	7,00349E-05	-83,094	-3,901
5226,13	7,00129E-05	-83,096	-3,471
5276,38	7,02757E-05	-83,064	-3,169
5326,63	7,05987E-05	-83,024	-2,995
5376,88	7,09151E-05	-82,985	-2,893
5427,14	7,12129E-05	-82,949	-2,830
5477,39	7,14933E-05	-82,915	-2,790
5527,64	7,17598E-05	-82,882	-2,762
5577,89	7,20154E-05	-82,851	-2,744
5628,14	7,22627E-05	-82,822	-2,731
5678,39	7,25038E-05	-82,793	-2,723
5728,64	7,27405E-05	-82,764	-2,718
5778,89	7,29741E-05	-82,737	-2,716
5829,15	7,32059E-05	-82,709	-2,716
5879,4	7,34372E-05	-82,682	-2,720
5929,65	7,36691E-05	-82,654	-2,728
5979,9	7,39028E-05	-82,627	-2,741
6030,15	7,41388E-05	-82,599	-2,761
6080,4	7,43764E-05	-82,571	-2,793
6130,65	0,000074609	-82,544	-2,842
6180,9	7,48158E-05	-82,520	-2,915
6231,16	7,49625E-05	-82,503	-2,989
6281,41	7,50692E-05	-82,491	-3,012
6331,66	7,52278E-05	-82,472	-2,989
6381,91	7,54544E-05	-82,446	-2,981
6432,16	7,57096E-05	-82,417	-3,019
6482,41	7,59523E-05	-82,389	-3,115
6532,66	0,000076118	-82,370	-3,274
6582,91	0,000076109	-82,371	-3,442
6633,17	0,000075946	-82,390	-3,472
6683,42	7,58695E-05	-82,399	-3,325
6733,67	7,59794E-05	-82,386	-3,144
6783,92	7,61931E-05	-82,362	-3,010
6834,17	7,64403E-05	-82,334	-2,924
6884,42	7,66926E-05	-82,305	-2,869
6934,67	7,69415E-05	-82,277	-2,834
6984,92	7,71852E-05	-82,249	-2,812
7035,18	7,74244E-05	-82,222	-2,797
7085,43	7,76599E-05	-82,196	-2,788
7135,68	7,78928E-05	-82,170	-2,783
7185,93	7,81239E-05	-82,144	-2,781
7236,18	7,83542E-05	-82,119	-2,782

7286,43	7,85843E-05	-82,093	-2,784
7336,68	7,88147E-05	-82,068	-2,789
7386,93	7,90457E-05	-82,042	-2,797
7437,19	7,92775E-05	-82,017	-2,808
7487,44	7,95092E-05	-81,992	-2,824
7537,69	7,97376E-05	-81,967	-2,847
7587,94	7,99553E-05	-81,943	-2,877
7638,19	8,01502E-05	-81,922	-2,909
7688,44	8,03203E-05	-81,903	-2,927
7738,69	8,04919E-05	-81,885	-2,918
7788,94	8,06903E-05	-81,864	-2,895
7839,2	8,09132E-05	-81,840	-2,874
7889,45	8,11489E-05	-81,814	-2,861
7939,7	8,13902E-05	-81,789	-2,853
7989,95	0,000081634	-81,763	-2,850
8040,2	0,000081879	-81,737	-2,851
8090,45	0,000082125	-81,710	-2,853
8140,7	8,23717E-05	-81,684	-2,858
8190,95	8,26185E-05	-81,658	-2,863
8241,21	0,000082865	-81,633	-2,870
8291,46	8,31117E-05	-81,607	-2,875
8341,71	8,33606E-05	-81,581	-2,880
8391,96	8,36131E-05	-81,555	-2,884
8442,21	8,38692E-05	-81,528	-2,888
8492,46	8,41281E-05	-81,501	-2,894
8542,71	8,43896E-05	-81,474	-2,900
8592,96	8,46535E-05	-81,447	-2,906
8643,22	8,49198E-05	-81,420	-2,913
8693,47	8,51886E-05	-81,392	-2,920
8743,72	8,54599E-05	-81,365	-2,928
8793,97	8,57339E-05	-81,337	-2,936
8844,22	8,60107E-05	-81,309	-2,944
8894,47	8,62904E-05	-81,281	-2,953
8944,72	0,000086573	-81,252	-2,961
8994,97	8,68586E-05	-81,224	-2,971
9045,23	8,71474E-05	-81,195	-2,980
9095,48	8,74395E-05	-81,166	-2,990
9145,73	8,77348E-05	-81,137	-3,001
9195,98	8,80335E-05	-81,107	-3,012
9246,23	8,83353E-05	-81,077	-3,025
9296,48	8,86401E-05	-81,047	-3,038
9346,73	8,89468E-05	-81,017	-3,054
9396,99	8,92539E-05	-80,987	-3,070
9447,24	8,95593E-05	-80,958	-3,087

9497,49	8,98629E-05	-80,928	-3,101
9547,74	0,000090169	-80,899	-3,111
9597,99	9,04831E-05	-80,869	-3,117
9648,24	0,000090807	-80,838	-3,123
9698,49	9,11393E-05	-80,806	-3,130
9748,74	0,000091478	-80,774	-3,138
9799	0,000091822	-80,741	-3,149
9849,25	9,21704E-05	-80,708	-3,162
9899,5	9,25225E-05	-80,675	-3,177
9949,75	9,28772E-05	-80,642	-3,195
10000	9,32326E-05	-80,609	-3,215
14736,8	0,000151268	-76,405	-6,005
19473,7	0,00158813	-55,982	-81,728
24210,5	0,000123173	-78,190	-175,262
28947,4	5,37451E-05	-85,393	-177,820
33684,2	3,14014E-05	-90,061	-177,852
38421,1	2,14303E-05	-93,379	-178,247
43157,9	1,49301E-05	-96,519	-178,584
47894,7	1,10992E-05	-99,094	-177,625
52631,6	8,00792E-06	-101,930	-178,058
57368,4	5,70101E-06	-104,881	-176,767
62105,3	3,76137E-06	-108,493	-165,290
66842,1	2,72286E-06	-111,299	-167,467
71578,9	9,6177E-07	-120,339	-139,229
76315,8	2,15778E-06	-113,320	-33,137
81052,6	7,31527E-06	-102,715	-30,148
85789,5	2,39093E-05	-92,429	-76,435
90526,3	0,000016148	-95,838	-142,290
95263,2	9,56107E-06	-100,390	-166,341
100000	6,24827E-06	-104,085	-167,659
111111	4,70111E-06	-106,556	-171,097
122222	3,03276E-06	-110,363	-173,439
133333	2,48705E-06	-112,086	-170,686
144444	1,99132E-06	-114,017	-168,640
155556	1,36994E-06	-117,266	-170,273
166667	1,16189E-06	-118,697	-158,684
177778	9,69629E-07	-120,268	-147,136
188889	9,48832E-07	-120,456	-118,402
200000	1,63836E-06	-115,712	-124,719
300000	3,7962E-07	-128,413	-175,178
400000	6,26109E-07	-124,067	-111,914
500000	1,4387E-06	-116,841	-121,815
600000	7,03729E-07	-123,052	-154,915
622222	7,84742E-07	-122,105	-158,607

644444	7,86825E-07	-122,082	-166,562
666667	7,71258E-07	-122,256	-170,574
688889	7,4757E-07	-122,527	-176,518
700000	7,26285E-07	-122,778	-178,317
733333	7,17275E-07	-122,886	179,635
755556	7,40788E-07	-122,606	175,615
777778	7,33639E-07	-122,690	172,015
800000	7,47397E-07	-122,529	169,231
900000	1,04369E-06	-119,629	147,232
1000000	3,23821E-07	-129,794	124,473
2000000	2,12802E-07	-133,440	-1,302
3000000	3,3661E-07	-129,457	-178,670
4000000	7,63111E-08	-142,348	11,603
5000000	1,23941E-08	-158,136	4,570
6000000	4,85362E-09	-166,279	2,836
7000000	2,58687E-09	-171,745	1,998
8000000	1,61783E-09	-175,821	1,501
9000000	1,11484E-09	-179,056	1,175
10000000	8,19401E-10	-181,730	0,947

Resultados del análisis armónico para desplazamiento en y

Frecuencia (Hz)	Magnitud desplazamiento en mm	Magnitud desplazamiento en dB	Fase desplazamiento en °
0	0,000109495	-79,212	-2,291
50,2513	0,000109679	-79,198	-2,294
100,503	0,000110244	-79,153	-2,307
150,754	0,000111231	-79,075	-2,328
201,005	0,000112713	-78,961	-2,362
251,256	0,000114816	-78,800	-2,414
301,508	0,000117746	-78,581	-2,492
351,759	0,000121852	-78,283	-2,611
402,01	0,000127755	-77,872	-2,803
452,261	0,000136663	-77,287	-3,131
502,513	0,000151263	-76,405	-3,751
552,764	0,000178903	-74,948	-5,132
560	0,000185015	-74,656	-5,465
595	0,000231482	-72,710	-8,226
603,015	0,00024898	-72,077	-9,348
630	0,000357225	-68,941	-16,963
653,266	0,000636672	-63,922	-42,450
665	0,00079445	-61,999	-81,824
700	0,000206217	-73,714	-150,718
703,518	0,000181759	-74,810	-152,106
753,769	3,50552E-05	-89,105	-147,845
760	2,77951E-05	-91,121	-143,317
782,5	1,18909E-05	-98,496	-99,165
804,02	1,47733E-05	-96,610	-38,269
805	1,51294E-05	-96,404	-36,788
827,5	0,000023525	-92,569	-18,444
850	3,07432E-05	-90,245	-12,014
854,271	3,19523E-05	-89,910	-11,269
904,523	0,000043177	-87,295	-6,686
954,774	5,06753E-05	-85,904	-5,009
1005,03	5,60399E-05	-85,030	-4,192
1055,28	6,00948E-05	-84,423	-3,729
1105,53	6,32989E-05	-83,972	-3,443
1155,78	6,59278E-05	-83,619	-3,256
1206,03	0,000068158	-83,330	-3,130
1256,28	7,01089E-05	-83,085	-3,045
1306,53	7,18661E-05	-82,870	-2,990
1356,78	7,34943E-05	-82,675	-2,958
1407,04	7,50459E-05	-82,493	-2,946

1457,29	7,65667E-05	-82,319	-2,952
1507,54	7,80997E-05	-82,147	-2,977
1557,79	0,00007969	-81,972	-3,023
1608,04	8,13887E-05	-81,789	-3,094
1658,29	0,000083258	-81,591	-3,198
1708,54	8,53842E-05	-81,372	-3,346
1758,79	8,78871E-05	-81,121	-3,560
1809,05	9,09508E-05	-80,824	-3,876
1859,3	9,48765E-05	-80,457	-4,360
1909,55	0,000100198	-79,983	-5,145
1959,8	0,000107955	-79,335	-6,528
2010,05	0,000120424	-78,386	-9,289
2015	0,000122069	-78,268	-9,701
2048,75	0,00013649	-77,298	-13,792
2060,3	0,000143103	-76,887	-15,980
2082,5	0,000158926	-75,976	-22,254
2110,55	0,000181914	-74,803	-37,287
2116,25	0,000185138	-74,650	-41,821
2150	0,000155309	-76,176	-76,063
2160,8	0,000129097	-77,782	-85,103
2161	0,000128609	-77,815	-85,239
2198,25	5,68558E-05	-84,905	-90,518
2211,06	0,000044121	-87,107	-82,993
2235,5	3,31236E-05	-89,597	-59,651
2261,31	3,32361E-05	-89,568	-36,990
2272,75	3,48709E-05	-89,151	-30,147
2310	4,13788E-05	-87,664	-17,455
2311,56	4,16455E-05	-87,609	-17,128
2361,81	4,92482E-05	-86,152	-10,645
2412,06	0,000055159	-85,168	-8,013
2462,31	6,00719E-05	-84,427	-6,879
2512,56	6,46066E-05	-83,794	-6,595
2562,81	6,93117E-05	-83,184	-7,133
2613,07	7,47255E-05	-82,531	-8,818
2663,32	8,21192E-05	-81,711	-13,340
2713,57	8,68095E-05	-81,229	-26,721
2763,82	6,09457E-05	-84,301	-40,994
2814,07	4,63064E-05	-86,687	-23,747
2864,32	4,93179E-05	-86,140	-12,137
2914,57	5,32632E-05	-85,471	-7,815
2964,82	5,63346E-05	-84,984	-5,937
3015,08	5,87192E-05	-84,624	-4,982
3065,33	6,06487E-05	-84,344	-4,447
3115,58	6,22727E-05	-84,114	-4,122

3165,83	6,37206E-05	-83,914	-3,917
3216,08	6,50558E-05	-83,734	-3,810
3266,33	6,63116E-05	-83,568	-3,772
3316,58	6,75599E-05	-83,406	-3,772
3366,83	0,000068863	-83,240	-3,842
3417,09	7,02638E-05	-83,065	-3,998
3467,34	7,18345E-05	-82,873	-4,271
3517,59	7,36813E-05	-82,653	-4,730
3567,84	7,59618E-05	-82,388	-5,510
3618,09	7,89121E-05	-82,057	-6,909
3668,34	8,27732E-05	-81,642	-9,646
3718,59	8,68206E-05	-81,228	-15,483
3768,84	8,38573E-05	-81,529	-26,797
3819,1	6,38116E-05	-83,902	-33,654
3869,35	5,17797E-05	-85,717	-23,379
3919,6	5,18353E-05	-85,707	-13,728
3969,85	5,42855E-05	-85,306	-8,987
4020,1	5,65773E-05	-84,947	-6,653
4070,35	5,84285E-05	-84,668	-5,386
4120,6	5,99125E-05	-84,450	-4,633
4170,85	6,11257E-05	-84,276	-4,155
4221,11	6,21422E-05	-84,132	-3,836
4271,36	6,30155E-05	-84,011	-3,618
4321,61	6,37838E-05	-83,906	-3,470
4371,86	6,44749E-05	-83,812	-3,380
4422,11	6,51055E-05	-83,728	-3,352
4472,36	6,56635E-05	-83,654	-3,409
4522,61	6,60431E-05	-83,603	-3,559
4572,86	6,61432E-05	-83,590	-3,588
4623,12	6,63296E-05	-83,566	-3,367
4673,37	6,67113E-05	-83,516	-3,169
4723,62	6,71366E-05	-83,461	-3,059
4773,87	6,75529E-05	-83,407	-3,006
4824,12	6,79541E-05	-83,356	-2,992
4874,37	0,000068341	-83,306	-3,017
4924,62	6,87123E-05	-83,259	-3,089
4974,87	0,000069042	-83,218	-3,243
5025,13	6,91951E-05	-83,198	-3,493
5075,38	6,90213E-05	-83,220	-3,625
5125,63	0,000068889	-83,237	-3,416
5175,88	6,90552E-05	-83,216	-3,151
5226,13	6,93443E-05	-83,180	-2,982
5276,38	0,000069649	-83,142	-2,884
5326,63	6,99427E-05	-83,105	-2,825

5376,88	7,02222E-05	-83,071	-2,788
5427,14	7,04897E-05	-83,037	-2,764
5477,39	7,07477E-05	-83,006	-2,749
5527,64	7,09986E-05	-82,975	-2,739
5577,89	7,12445E-05	-82,945	-2,734
5628,14	7,14872E-05	-82,915	-2,734
5678,39	7,17284E-05	-82,886	-2,739
5728,64	7,19695E-05	-82,857	-2,750
5778,89	0,000072211	-82,828	-2,772
5829,15	7,24507E-05	-82,799	-2,811
5879,4	7,26764E-05	-82,772	-2,875
5929,65	7,28505E-05	-82,751	-2,969
5979,9	7,29248E-05	-82,742	-3,044
6030,15	7,29656E-05	-82,738	-3,022
6080,4	7,30969E-05	-82,722	-2,943
6130,65	7,33035E-05	-82,698	-2,885
6180,9	7,35331E-05	-82,670	-2,865
6231,16	7,37545E-05	-82,644	-2,875
6281,41	7,39507E-05	-82,621	-2,902
6331,66	7,41171E-05	-82,602	-2,935
6381,91	7,42395E-05	-82,587	-2,958
6432,16	7,43413E-05	-82,575	-2,934
6482,41	7,44891E-05	-82,558	-2,873
6532,66	7,46849E-05	-82,535	-2,819
6582,91	7,49003E-05	-82,510	-2,783
6633,17	0,00007512	-82,485	-2,761
6683,42	7,53388E-05	-82,460	-2,747
6733,67	7,55556E-05	-82,435	-2,740
6783,92	7,57705E-05	-82,410	-2,736
6834,17	7,59838E-05	-82,386	-2,735
6884,42	7,61954E-05	-82,361	-2,736
6934,67	7,64046E-05	-82,338	-2,739
6984,92	7,66107E-05	-82,314	-2,742
7035,18	7,68157E-05	-82,291	-2,743
7085,43	7,70231E-05	-82,268	-2,743
7135,68	7,72333E-05	-82,244	-2,743
7185,93	7,74453E-05	-82,220	-2,745
7236,18	7,76585E-05	-82,196	-2,747
7286,43	7,78726E-05	-82,172	-2,750
7336,68	7,80877E-05	-82,148	-2,754
7386,93	7,83038E-05	-82,124	-2,758
7437,19	7,85211E-05	-82,100	-2,762
7487,44	7,87396E-05	-82,076	-2,767
7537,69	7,89596E-05	-82,052	-2,772

7587,94	0,000079181	-82,028	-2,777
7638,19	0,000079404	-82,003	-2,782
7688,44	7,96287E-05	-81,979	-2,788
7738,69	7,98552E-05	-81,954	-2,795
7788,94	8,00836E-05	-81,929	-2,801
7839,2	8,03139E-05	-81,904	-2,808
7889,45	8,05464E-05	-81,879	-2,816
7939,7	8,07808E-05	-81,854	-2,824
7989,95	8,10169E-05	-81,828	-2,834
8040,2	8,12539E-05	-81,803	-2,845
8090,45	8,14902E-05	-81,778	-2,858
8140,7	8,17241E-05	-81,753	-2,869
8190,95	8,19577E-05	-81,728	-2,877
8241,21	8,21961E-05	-81,703	-2,882
8291,46	0,000082442	-81,677	-2,886
8341,71	0,000082694	-81,651	-2,892
8391,96	8,29507E-05	-81,624	-2,899
8442,21	8,32111E-05	-81,596	-2,909
8492,46	8,34748E-05	-81,569	-2,921
8542,71	8,37417E-05	-81,541	-2,936
8592,96	8,40109E-05	-81,513	-2,954
8643,22	8,42808E-05	-81,485	-2,978
8693,47	8,45471E-05	-81,458	-3,008
8743,72	8,48017E-05	-81,432	-3,045
8793,97	8,50346E-05	-81,408	-3,080
8844,22	8,52462E-05	-81,386	-3,102
8894,47	8,54584E-05	-81,365	-3,100
8944,72	8,56954E-05	-81,341	-3,082
8994,97	8,59599E-05	-81,314	-3,062
9045,23	8,62429E-05	-81,286	-3,048
9095,48	8,65359E-05	-81,256	-3,040
9145,73	8,68346E-05	-81,226	-3,036
9195,98	8,71369E-05	-81,196	-3,037
9246,23	0,000087442	-81,166	-3,040
9296,48	8,77497E-05	-81,135	-3,044
9346,73	8,80601E-05	-81,104	-3,050
9396,99	8,83733E-05	-81,074	-3,057
9447,24	8,86894E-05	-81,043	-3,065
9497,49	8,90086E-05	-81,011	-3,074
9547,74	0,000089331	-80,980	-3,083
9597,99	8,96568E-05	-80,948	-3,092
9648,24	8,99861E-05	-80,916	-3,102
9698,49	0,000090319	-80,884	-3,112
9748,74	9,06557E-05	-80,852	-3,122

9799	9,09962E-05	-80,820	-3,133
9849,25	9,13408E-05	-80,787	-3,144
9899,5	9,16894E-05	-80,754	-3,155
9949,75	9,20423E-05	-80,720	-3,167
10000	9,23996E-05	-80,687	-3,179
14736,8	0,000151534	-76,390	-6,145
19473,7	0,00153191	-56,295	-79,873
24210,5	0,00012342	-78,172	-175,430
28947,4	5,42538E-05	-85,311	-177,872
33684,2	3,19361E-05	-89,914	-178,028
38421,1	2,20211E-05	-93,143	-178,435
43157,9	1,55354E-05	-96,174	-178,775
47894,7	1,17232E-05	-98,619	-177,892
52631,6	8,65713E-06	-101,253	-178,412
57368,4	6,37531E-06	-103,910	-177,413
62105,3	4,43614E-06	-107,060	-168,257
66842,1	3,42654E-06	-109,303	-170,870
71578,9	1,6267E-06	-115,774	-159,436
76315,8	1,41573E-06	-116,980	-50,367
81052,6	6,23822E-06	-104,099	-33,486
85789,5	2,22827E-05	-93,041	-78,378
90526,3	1,55437E-05	-96,169	-143,693
95263,2	9,70819E-06	-100,257	-167,564
100000	6,59397E-06	-103,617	-169,312
621053	1,09052E-06	-119,247	44,387
1142110	1,0828E-06	-119,309	-23,437
1663160	7,1764E-07	-122,882	-179,744
2184210	2,01132E-07	-133,930	25,530
2705260	7,00549E-08	-143,091	11,247
3226320	3,60571E-08	-148,860	-3,731
3747370	6,43347E-09	-163,831	-132,556
4268420	2,85567E-09	-170,886	-4,958
4789470	2,77275E-09	-171,142	-0,667
5310530	2,30504E-09	-172,746	0,013
5831580	1,89247E-09	-174,459	0,192
6352630	1,56855E-09	-176,090	0,239
6873680	1,3175E-09	-177,605	0,243
7394740	1,12119E-09	-179,006	0,232
7915790	9,65505E-10	-180,305	0,215
8436840	8,40205E-10	-181,512	0,198
8957900	7,37948E-10	-182,639	0,181
9478950	6,53433E-10	-183,696	0,166
10000000	5,82779E-10	-184,690	0,152

Resultados del análisis armónico para desplazamiento en z

Frecuencia (Hz)	Magnitud desplazamiento en mm	Magnitud desplazamiento en dB	Fase desplazamiento en °
0	4,41321E-06	-107,105	-2,291
50,2513	4,42688E-06	-107,078	-2,298
100,503	4,46937E-06	-106,995	-2,320
150,754	4,54566E-06	-106,848	-2,363
201,005	4,66574E-06	-106,622	-2,435
251,256	4,84837E-06	-106,288	-2,555
301,508	5,13001E-06	-105,798	-2,762
351,759	5,58894E-06	-105,053	-3,148
360	5,69153E-06	-104,895	-3,241
402,01	6,42498E-06	-103,843	-3,968
407,5	6,5583E-06	-103,664	-4,110
452,261	8,33453E-06	-101,582	-6,199
455	8,5098E-06	-101,402	-6,421
502,5	1,62783E-05	-95,768	-17,712
502,513	1,62832E-05	-95,765	-17,720
550	1,55979E-05	-96,139	-145,826
552,764	0,000013647	-97,299	-148,824
560	9,93741E-06	-100,055	-154,158
595	2,99147E-06	-110,482	-160,192
603,015	2,31693E-06	-112,702	-159,291
630	8,69044E-07	-121,219	-146,828
653,266	3,44529E-07	-129,255	-87,326
665	4,22427E-07	-127,485	-45,805
700	9,25236E-07	-120,675	-14,273
703,518	9,69731E-07	-120,267	-13,302
753,769	1,46385E-06	-116,690	-6,933
804,02	1,78088E-06	-114,987	-4,987
854,271	1,99991E-06	-113,980	-4,106
904,523	2,16039E-06	-113,309	-3,626
954,774	2,28361E-06	-112,828	-3,336
1005,03	2,38218E-06	-112,461	-3,152
1055,28	2,46428E-06	-112,166	-3,035
1105,53	2,53598E-06	-111,917	-2,974
1155,78	2,60306E-06	-111,690	-2,979
1206,03	2,6739E-06	-111,457	-3,122
1256,28	2,76819E-06	-111,156	-3,820
1306,53	2,8482E-06	-110,909	-8,894
1356,78	2,51493E-06	-111,989	-5,845
1407,04	2,61729E-06	-111,643	-3,448

1457,29	2,68406E-06	-111,424	-3,020
1507,54	2,73599E-06	-111,258	-2,951
1557,79	2,7888E-06	-111,092	-3,179
1608,04	2,84043E-06	-110,932	-4,672
1658,29	2,70263E-06	-111,364	-4,931
1708,54	2,73928E-06	-111,247	-3,182
1758,79	2,77979E-06	-111,120	-2,817
1809,05	0,00000281	-111,026	-2,700
1859,3	2,83527E-06	-110,948	-2,650
1909,55	2,85802E-06	-110,879	-2,627
1959,8	2,87946E-06	-110,814	-2,619
2010,05	2,90031E-06	-110,751	-2,620
2060,3	2,92111E-06	-110,689	-2,628
2110,55	2,94228E-06	-110,626	-2,644
2160,8	2,96428E-06	-110,562	-2,668
2211,06	2,98762E-06	-110,493	-2,703
2261,31	3,01295E-06	-110,420	-2,752
2311,56	3,04119E-06	-110,339	-2,823
2361,81	3,07374E-06	-110,247	-2,932
2412,06	3,11295E-06	-110,137	-3,112
2462,31	3,16288E-06	-109,998	-3,450
2512,56	3,22964E-06	-109,817	-4,214
2562,81	3,29947E-06	-109,631	-6,335
2613,07	3,17685E-06	-109,960	-9,748
2663,32	2,98932E-06	-110,489	-7,848
2713,57	3,03548E-06	-110,355	-5,311
2763,82	3,13085E-06	-110,087	-4,646
2814,07	3,23384E-06	-109,806	-4,873
2864,32	3,3571E-06	-109,481	-5,989
2914,57	3,50201E-06	-109,114	-9,094
2964,82	3,45621E-06	-109,228	-16,722
3015,08	2,83251E-06	-110,957	-18,495
3065,33	2,69465E-06	-111,390	-10,421
3115,58	2,79771E-06	-111,064	-6,601
3165,83	2,90097E-06	-110,749	-5,100
3216,08	2,98716E-06	-110,495	-4,439
3266,33	3,06227E-06	-110,279	-4,131
3316,58	3,13187E-06	-110,084	-4,001
3366,83	3,19996E-06	-109,897	-3,977
3417,09	3,26956E-06	-109,710	-4,030
3467,34	3,34333E-06	-109,516	-4,147
3517,59	3,4239E-06	-109,310	-4,331
3567,84	3,51423E-06	-109,083	-4,589
3618,09	3,61789E-06	-108,831	-4,941

3668,34	3,73994E-06	-108,543	-5,412
3718,59	3,88761E-06	-108,206	-6,055
3768,84	4,07105E-06	-107,806	-6,955
3819,1	4,30602E-06	-107,318	-8,253
3869,35	4,61773E-06	-106,711	-10,208
3919,6	5,04711E-06	-105,939	-13,324
3920	5,05118E-06	-105,932	-13,356
3957,5	5,48599E-06	-105,215	-17,052
3969,85	5,65619E-06	-104,950	-18,667
3995	6,0479E-06	-104,368	-22,837
4020,1	6,4893E-06	-103,756	-28,614
4032,5	6,71231E-06	-103,463	-32,266
4070	7,20052E-06	-102,853	-47,496
4070,35	7,20207E-06	-102,851	-47,670
4120,6	6,25665E-06	-104,073	-75,650
4170,85	3,87366E-06	-108,238	-94,941
4221,11	2,15931E-06	-113,314	-95,490
4271,36	1,33371E-06	-117,499	-77,817
4321,61	1,12937E-06	-118,943	-51,061
4371,86	1,22773E-06	-118,218	-31,799
4422,11	1,40096E-06	-117,071	-21,459
4472,36	1,57366E-06	-116,062	-15,940
4522,61	1,73149E-06	-115,232	-12,882
4572,86	1,87606E-06	-114,535	-11,240
4623,12	2,01261E-06	-113,925	-10,613
4673,37	2,14579E-06	-113,368	-10,992
4723,62	2,27172E-06	-112,873	-12,771
4773,87	2,3464E-06	-112,592	-16,666
4824,12	2,24175E-06	-112,988	-21,577
4874,37	2,00362E-06	-113,964	-21,168
4924,62	1,92367E-06	-114,317	-16,109
4974,87	1,97372E-06	-114,094	-12,489
5025,13	2,0526E-06	-113,754	-11,220
5075,38	2,10506E-06	-113,535	-11,788
5125,63	2,07696E-06	-113,651	-12,803
5175,88	2,00913E-06	-113,940	-11,526
5226,13	2,00419E-06	-113,961	-8,937
5276,38	2,04224E-06	-113,798	-7,031
5326,63	2,08896E-06	-113,601	-5,878
5376,88	2,13338E-06	-113,419	-5,168
5427,14	2,17356E-06	-113,257	-4,707
5477,39	2,20979E-06	-113,113	-4,391
5527,64	2,24277E-06	-112,984	-4,165
5577,89	2,27316E-06	-112,867	-4,000

5628,14	2,30151E-06	-112,760	-3,877
5678,39	2,32829E-06	-112,659	-3,787
5728,64	2,35388E-06	-112,564	-3,723
5778,89	2,37863E-06	-112,473	-3,682
5829,15	2,40286E-06	-112,385	-3,662
5879,4	2,42685E-06	-112,299	-3,665
5929,65	2,45091E-06	-112,213	-3,693
5979,9	2,47532E-06	-112,127	-3,754
6030,15	2,50029E-06	-112,040	-3,862
6080,4	2,52577E-06	-111,952	-4,041
6130,65	2,55062E-06	-111,867	-4,328
6180,9	2,57096E-06	-111,798	-4,751
6231,16	2,58007E-06	-111,767	-5,203
6281,41	2,58149E-06	-111,763	-5,384
6331,66	2,59326E-06	-111,723	-5,315
6381,91	2,61928E-06	-111,636	-5,358
6432,16	2,6519E-06	-111,529	-5,709
6482,41	2,68228E-06	-111,430	-6,469
6532,66	2,69479E-06	-111,390	-7,699
6582,91	2,66334E-06	-111,491	-9,085
6633,17	2,5881E-06	-111,740	-9,543
6683,42	2,5304E-06	-111,936	-8,580
6733,67	2,52272E-06	-111,963	-7,227
6783,92	2,54577E-06	-111,884	-6,213
6834,17	2,58049E-06	-111,766	-5,591
6884,42	2,61894E-06	-111,637	-5,247
6934,67	2,65881E-06	-111,506	-5,089
6984,92	2,69993E-06	-111,373	-5,063
7035,18	2,74285E-06	-111,236	-5,142
7085,43	2,78846E-06	-111,093	-5,315
7135,68	2,83782E-06	-110,940	-5,588
7185,93	2,8922E-06	-110,775	-5,975
7236,18	2,95311E-06	-110,594	-6,507
7286,43	3,02235E-06	-110,393	-7,230
7336,68	3,10194E-06	-110,167	-8,221
7386,93	3,19386E-06	-109,914	-9,598
7437,19	3,29897E-06	-109,632	-11,552
7487,44	3,41386E-06	-109,335	-14,379
7537,69	3,52226E-06	-109,064	-18,521
7587,94	3,5758E-06	-108,933	-24,490
7638,19	3,47311E-06	-109,186	-32,343
7688,44	3,11289E-06	-110,137	-40,379
7738,69	2,57273E-06	-111,792	-44,691
7788,94	2,09674E-06	-113,569	-42,480

7839,2	1,82462E-06	-114,777	-35,365
7889,45	0,000001729	-115,244	-27,335
7939,7	1,73123E-06	-115,233	-20,816
7989,95	1,77469E-06	-115,018	-16,156
8040,2	1,83115E-06	-114,746	-12,935
8090,45	1,88872E-06	-114,477	-10,693
8140,7	1,94296E-06	-114,231	-9,101
8190,95	1,99255E-06	-114,012	-7,945
8241,21	2,03739E-06	-113,819	-7,085
8291,46	2,07791E-06	-113,647	-6,430
8341,71	2,11476E-06	-113,495	-5,921
8391,96	2,14854E-06	-113,357	-5,519
8442,21	2,17974E-06	-113,232	-5,200
8492,46	2,20873E-06	-113,117	-4,946
8542,71	2,23586E-06	-113,011	-4,742
8592,96	2,26144E-06	-112,912	-4,578
8643,22	2,28574E-06	-112,819	-4,447
8693,47	2,30901E-06	-112,731	-4,344
8743,72	2,33146E-06	-112,647	-4,265
8793,97	2,35329E-06	-112,566	-4,206
8844,22	2,37467E-06	-112,488	-4,166
8894,47	2,39578E-06	-112,411	-4,144
8944,72	2,41678E-06	-112,335	-4,138
8994,97	2,43783E-06	-112,260	-4,150
9045,23	2,4591E-06	-112,184	-4,180
9095,48	2,48073E-06	-112,108	-4,230
9145,73	2,50289E-06	-112,031	-4,303
9195,98	2,52571E-06	-111,952	-4,403
9246,23	2,54928E-06	-111,872	-4,537
9296,48	2,57358E-06	-111,789	-4,712
9346,73	2,59831E-06	-111,706	-4,936
9396,99	2,6228E-06	-111,625	-5,214
9447,24	2,64618E-06	-111,548	-5,529
9497,49	2,6686E-06	-111,474	-5,842
9547,74	2,69258E-06	-111,397	-6,125
9597,99	2,72157E-06	-111,304	-6,410
9648,24	2,75705E-06	-111,191	-6,773
9698,49	2,79874E-06	-111,061	-7,282
9748,74	2,8459E-06	-110,916	-7,993
9799	2,89773E-06	-110,759	-8,970
9849,25	2,9527E-06	-110,596	-10,299
9899,5	3,00708E-06	-110,437	-12,103
9949,75	3,05222E-06	-110,308	-14,534
10000	3,07046E-06	-110,256	-17,731

14736,8	2,24705E-06	-112,968	-2,797
19473,7	2,39462E-06	-112,415	-2,456
24210,5	2,62257E-06	-111,625	-3,090
28947,4	2,83872E-06	-110,938	-3,573
33684,2	2,94718E-06	-110,612	-3,527
38421,1	3,27343E-06	-109,700	-5,946
43157,9	3,68135E-06	-108,680	-11,902
47894,7	3,57554E-06	-108,933	-5,998
52631,6	4,34603E-06	-107,238	-7,637
57368,4	5,87621E-06	-104,618	-10,160
62105,3	6,62495E-06	-103,576	-35,863
66842,1	4,94111E-06	-106,124	-62,718
71578,9	8,91826E-06	-100,994	-26,996
76315,8	1,56212E-05	-96,126	-102,916
81052,6	6,12002E-06	-104,265	-100,921
85789,5	5,72419E-06	-104,846	-93,380
90526,3	1,07898E-05	-99,340	-146,532
95263,2	4,9465E-06	-106,114	-165,768
100000	3,28042E-06	-109,681	-167,322
621053	6,79335E-07	-123,358	74,537
1142110	4,41175E-07	-127,108	4,848
1663160	8,95987E-07	-120,954	-161,190
2184210	3,46648E-07	-129,202	68,005
2705260	5,28469E-08	-145,540	5,804
3226320	2,04587E-08	-153,782	-21,858
3747370	8,71032E-09	-161,199	1,662
4268420	5,59436E-09	-165,045	1,458
4789470	3,89537E-09	-168,189	1,165
5310530	2,88223E-09	-170,805	0,943
5831580	2,2285E-09	-173,040	0,777
6352630	1,7806E-09	-174,989	0,652
6873680	1,45923E-09	-176,718	0,554
7394740	1,22013E-09	-178,272	0,477
7915790	1,03698E-09	-179,685	0,415
8436840	8,93288E-10	-180,980	0,365
8957900	7,78294E-10	-182,177	0,323
9478950	6,84702E-10	-183,290	0,288
10000000	6,07423E-10	-184,330	0,258

Script para la obtención de las Funciones de Transferencia

```
%Introducir los valores de Ganancia (no dB) y Frecuencia en
Hz y fase en grados
for cont=1:1:253
resp(cont,1)=[ampli(cont)*cos(2*pi*fase(cont)/360)+1i*ampli
(cont)*sin(2*pi*fase(cont)/360)];
end
sistema=frd(resp,frec*(2*pi));

%Interpolación
omega = logspace(3,6,10000); %Los límites elegidos aquí
afectan al posterior cálculo del modelo
isys = interp(sistema,omega);
bodemag(sistema,isys);

%Cálculo del modelo
ord = 16;
est = fitmagfrd(isys,ord);
funcion_tranferencia=tf(est);
zpk(est)
pole(est)
zero(est)
pzmap(est) %etc

%Comprobación de resultados
% bodemag(sistema,'b',isys,'g',est,'r');
bode(sistema,'b',isys,'g',est,'r',funcion_tranferencia,'o');

funcion_tranferencia
```

Gráficas resultantes de la obtención de las funciones de transferencia

- Bode y diferentes respuestas del desplazamiento en x provocado por fuerza en y

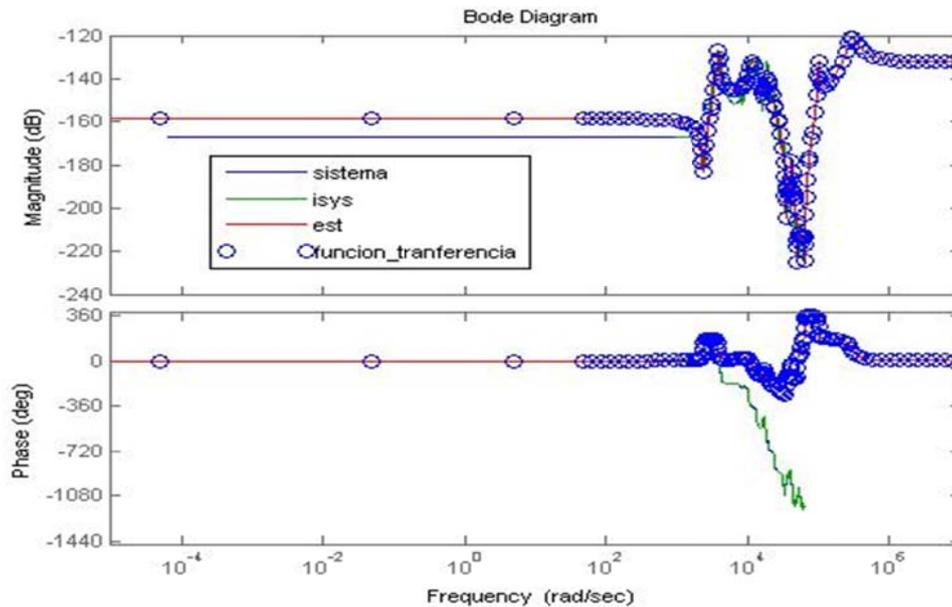


Figura 1 Diagrama de Bode del desplazamiento en x por F_y

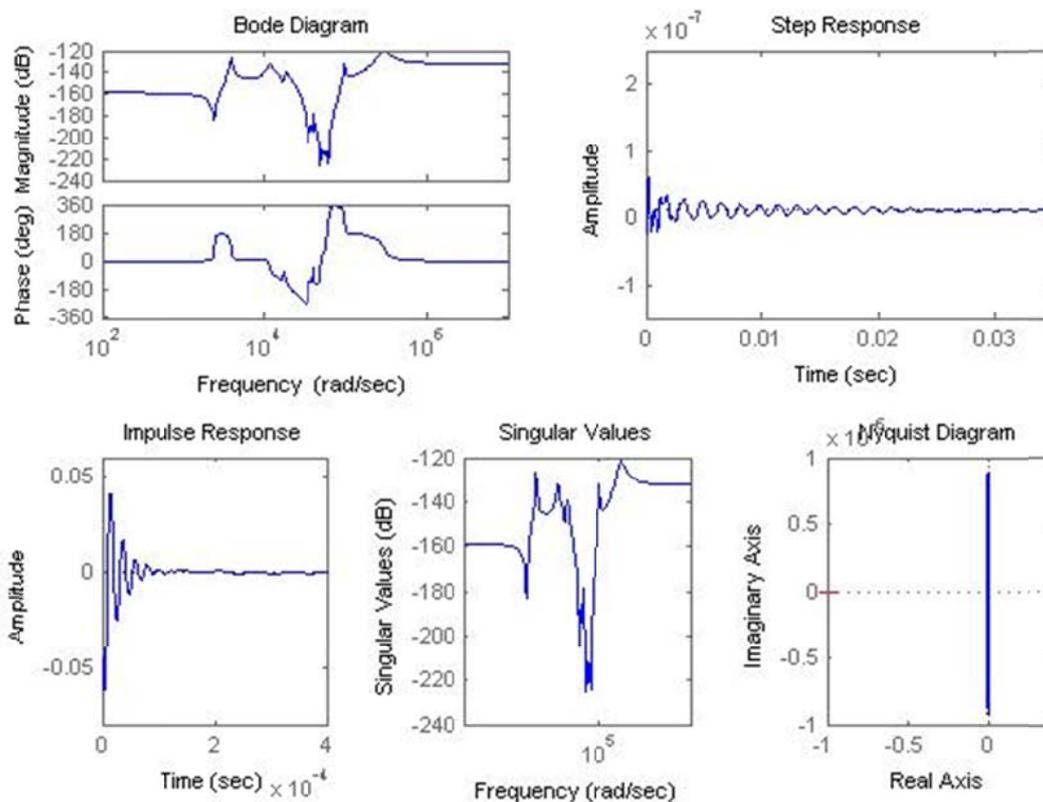


Figura 2 Diferentes respuestas del desplazamiento en x por F_y

- Bode y diferentes respuestas del desplazamiento en x provocado por fuerza en z

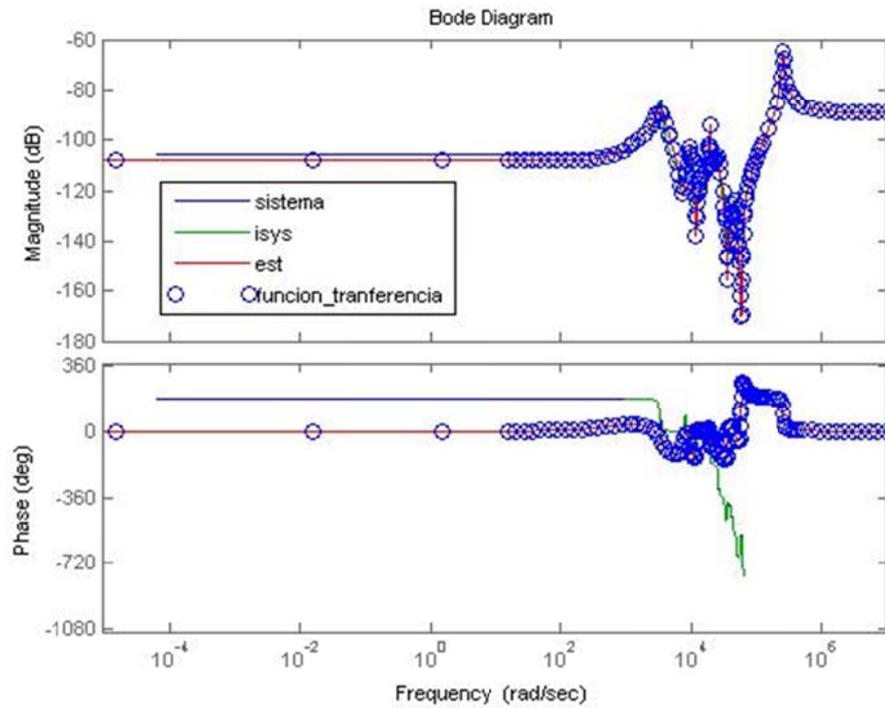


Figura 3 Diagrama de Bode del desplazamiento en x por F_z

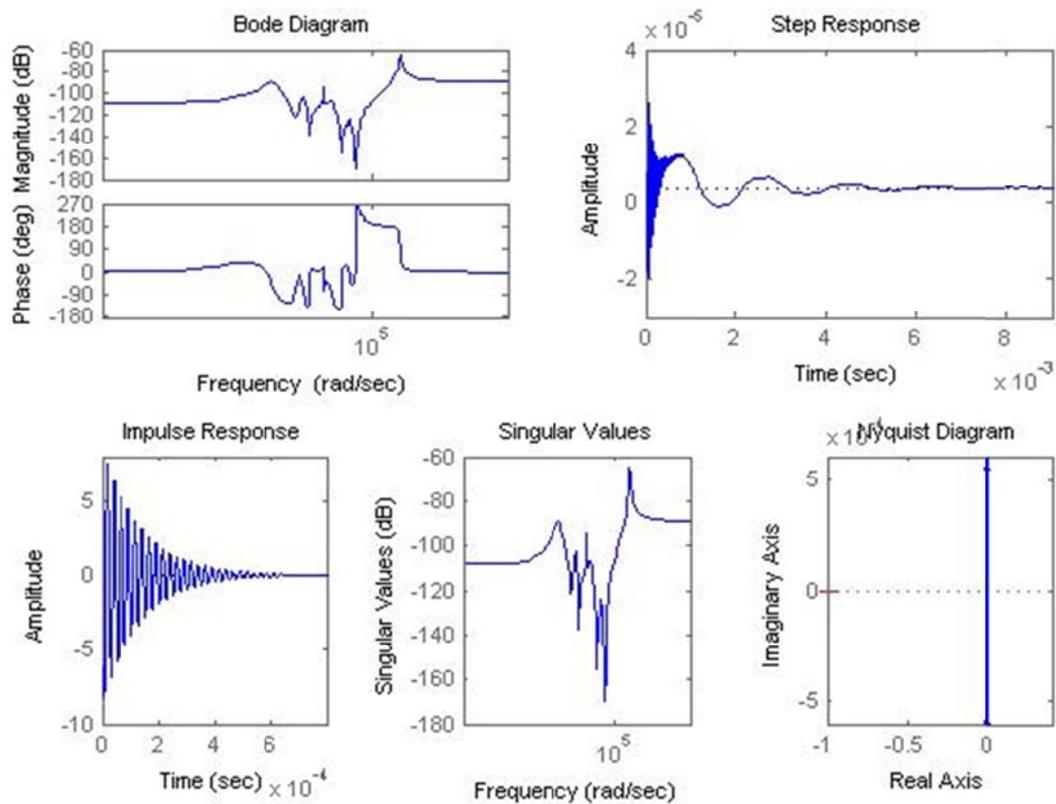


Figura 4 Diferentes respuestas del desplazamiento en x por F_z

- Bode y diferentes respuestas del desplazamiento en y provocado por fuerza en x

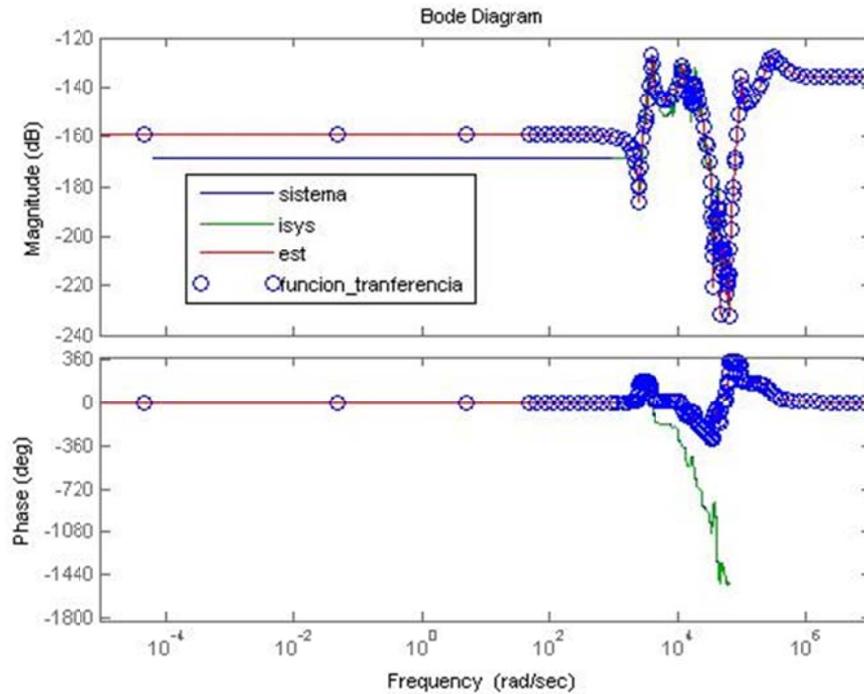


Figura 5 Diagrama de Bode del desplazamiento en y por F_x

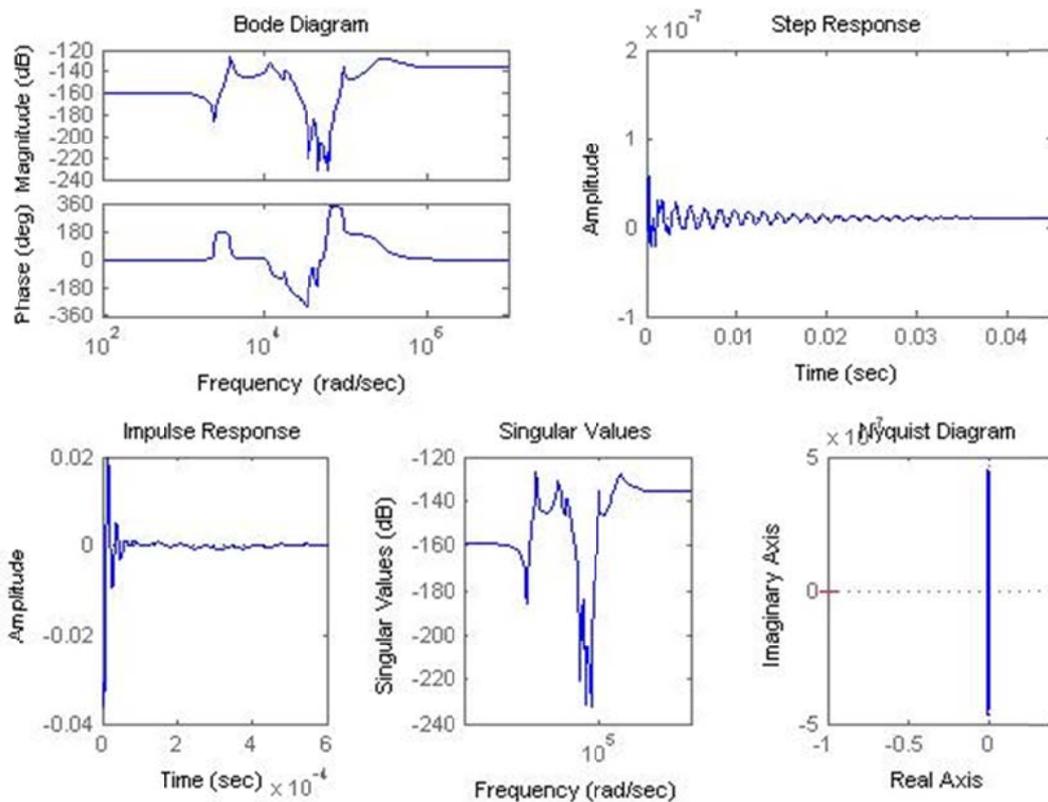


Figura 6 Diferentes respuestas del desplazamiento en y por F_x

- Bode y diferentes respuestas del desplazamiento en y provocado por fuerza en z

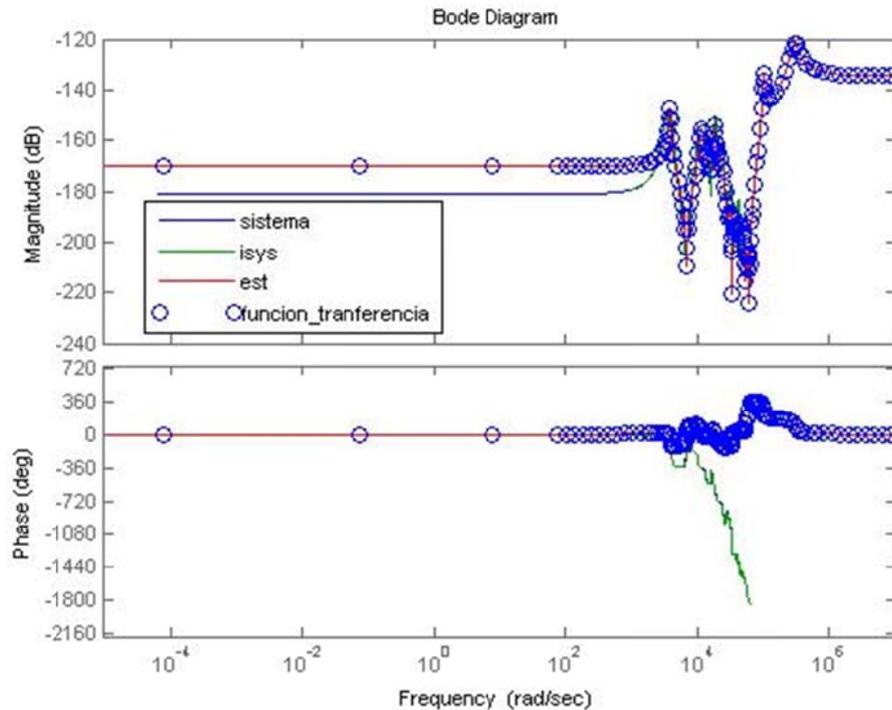


Figura 7 Diagrama de Bode del desplazamiento en y por F_z

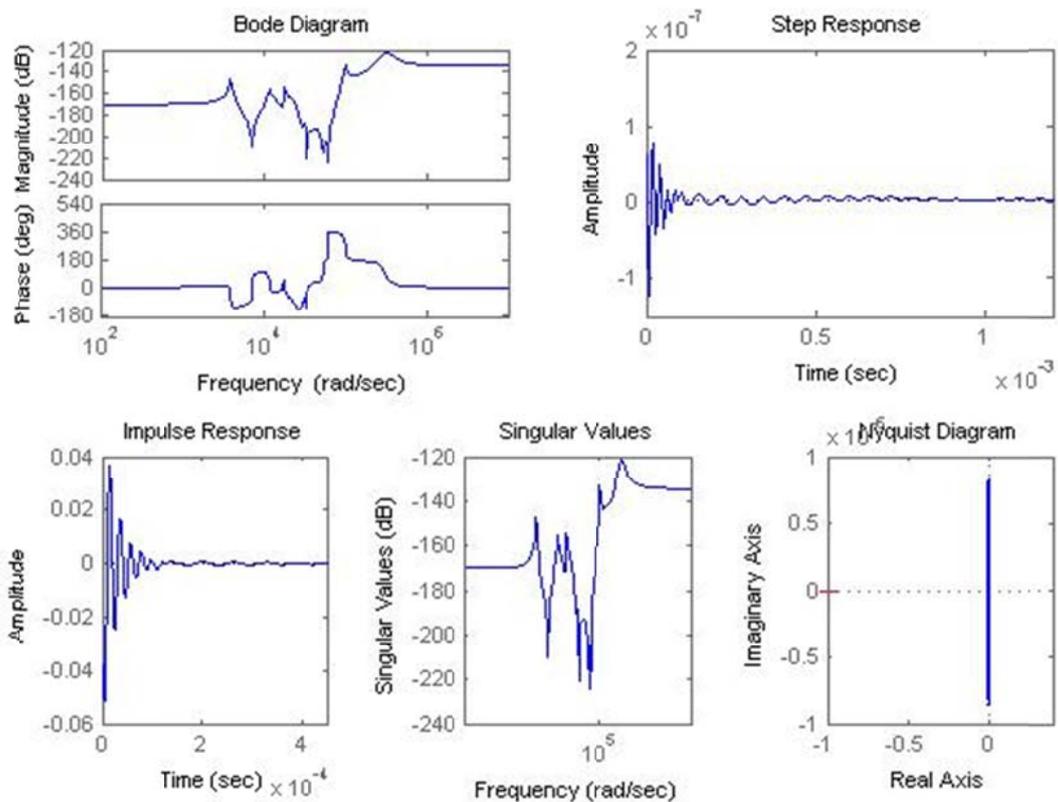


Figura 8 Diferentes respuestas del desplazamiento en y por F_z

- Bode y diferentes respuestas del desplazamiento en z provocado por fuerza en x

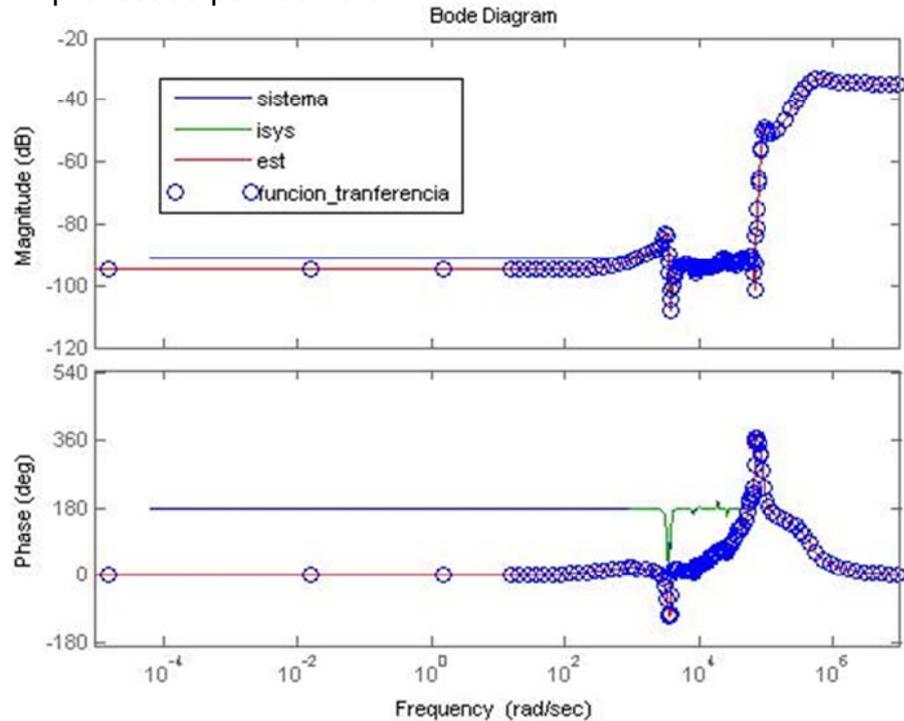


Figura 9 Diagrama de Bode del desplazamiento en z por F_x

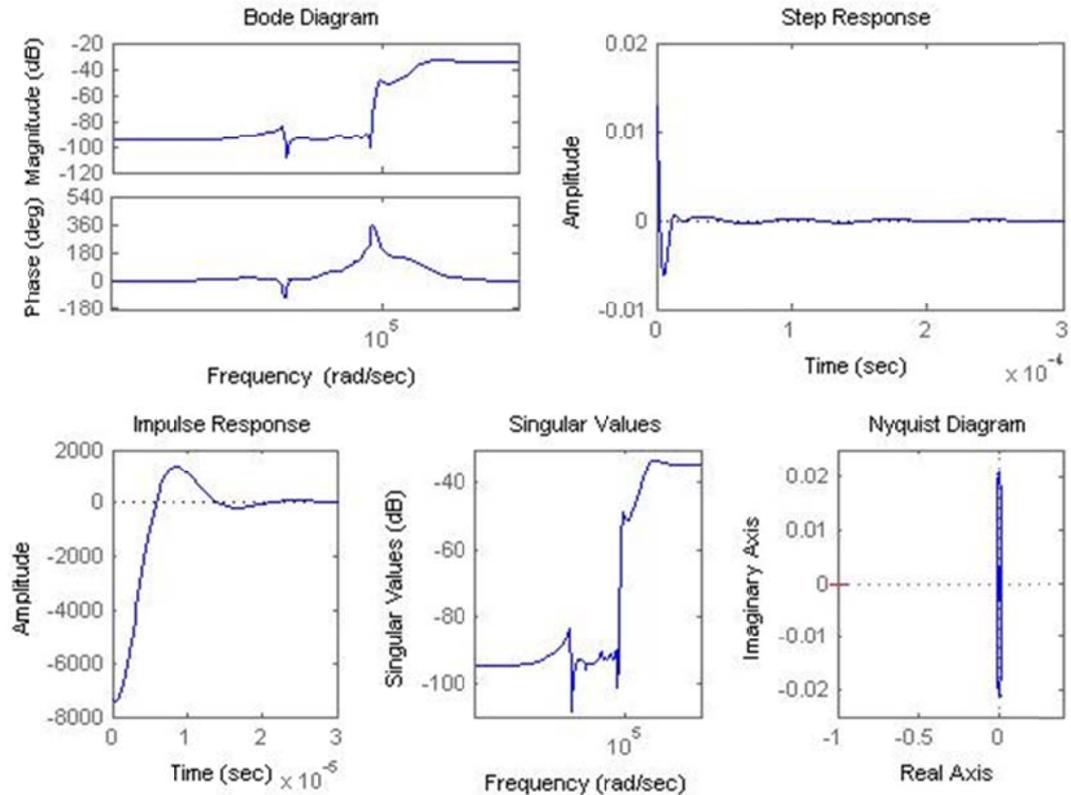


Figura 10 Diferentes respuestas del desplazamiento en z por F_x

- Bode y diferentes respuestas del desplazamiento en z provocado por fuerza en y

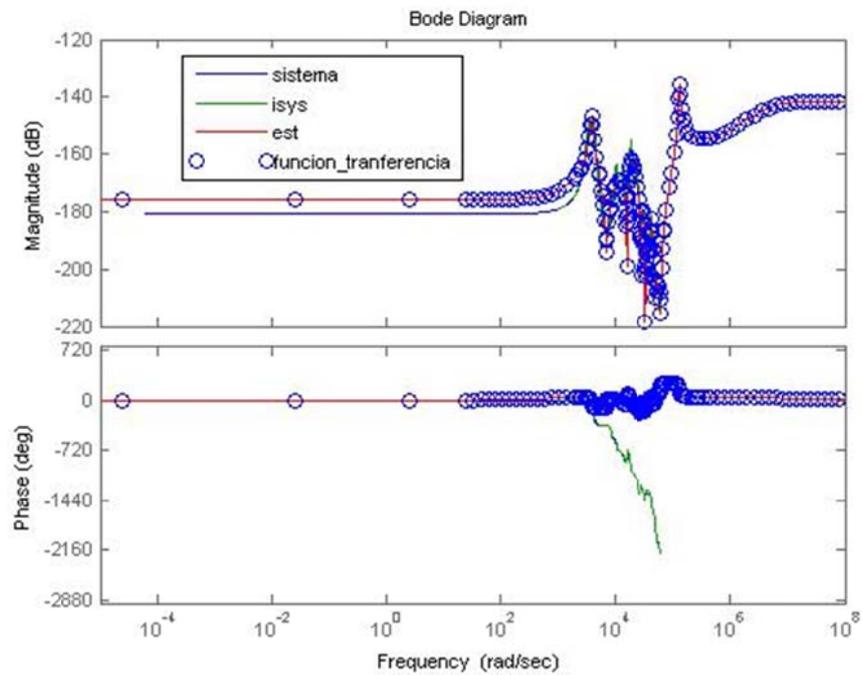


Figura 11 Diagrama de Bode del desplazamiento en z por F_y

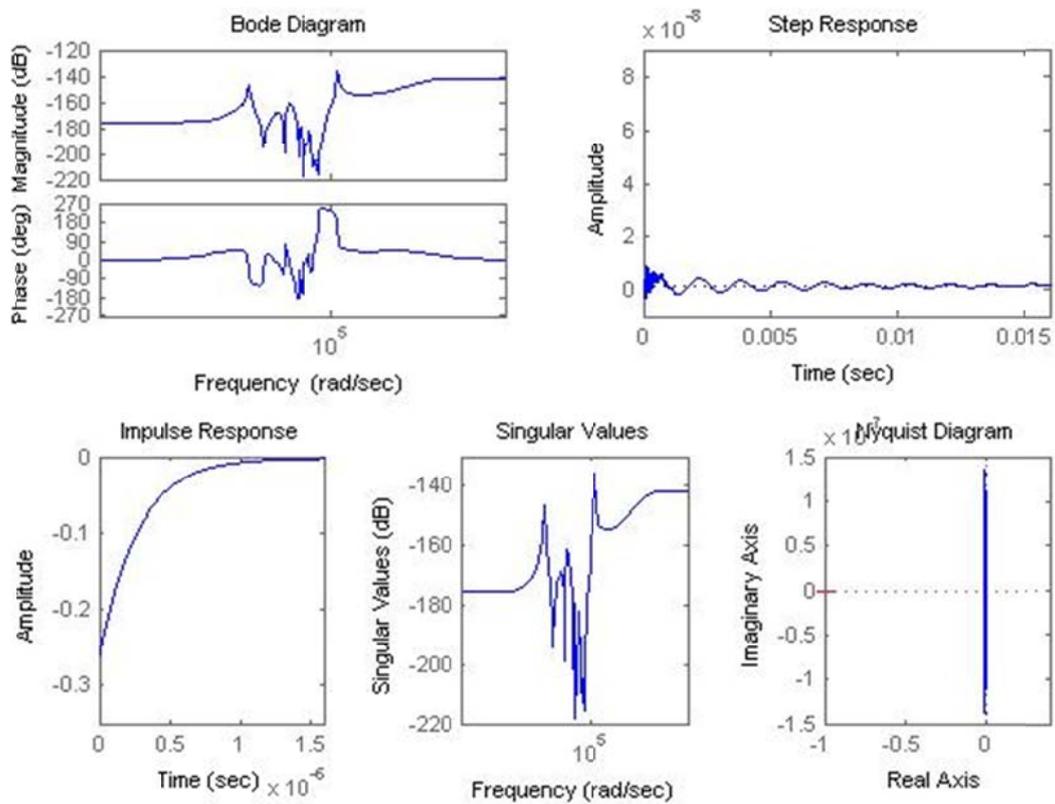


Figura 12 Diferentes respuestas del desplazamiento en z por F_y



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

“ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE MÁQUINA FRESADORA”

Alumno: David Murgado García

Director del proyecto: Rodrigo Luri Irigoyen

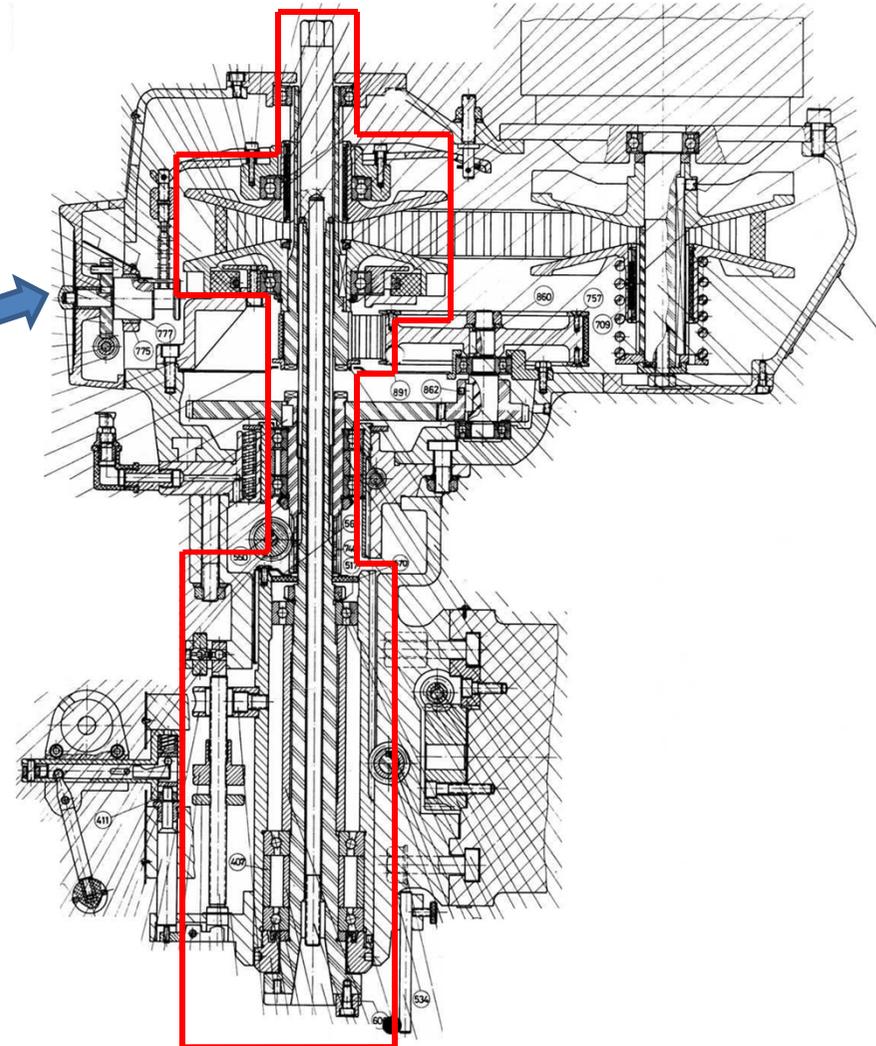
Pamplona, 5 de Septiembre de 2011

- 1. Introducción y objetivo del PFC**
- 2. Análisis estático**
- 3. Análisis dinámico**
- 4. Conclusiones y desarrollos futuros**

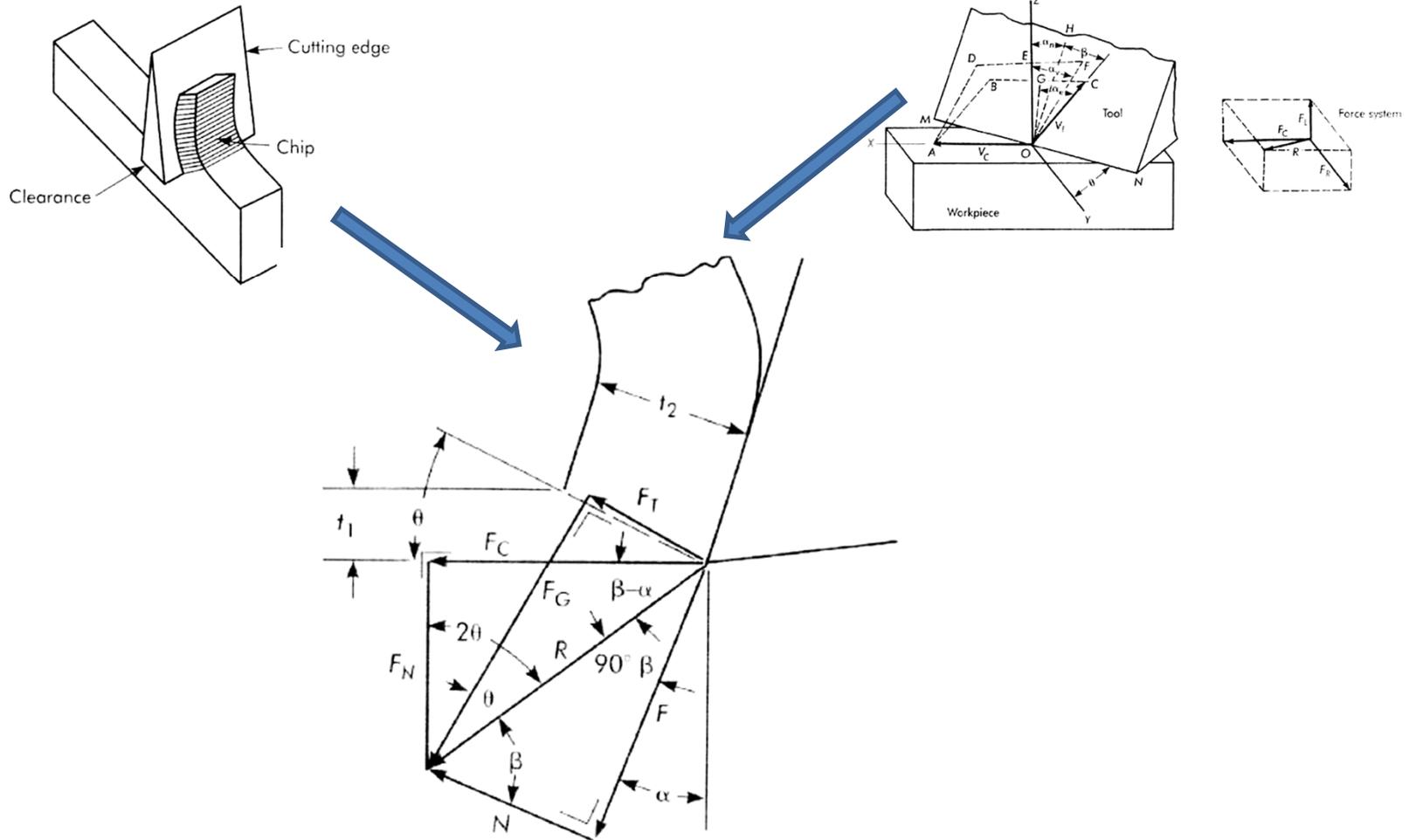
1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

❖ Fresadora

□ Kondia modelo KP-90



❖ Fuerzas de mecanizado

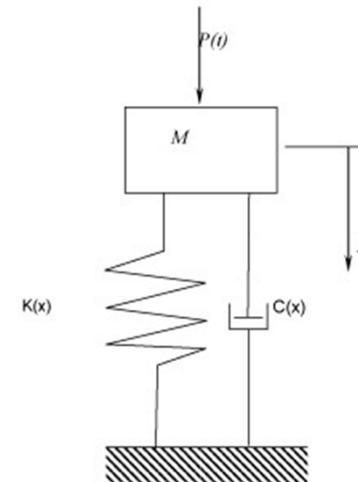


❖ Vibraciones en el proceso de mecanizado

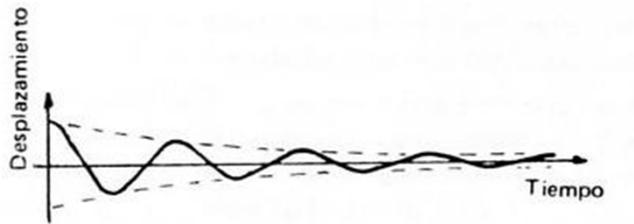
$$m\ddot{x}(t) + kx(t) + c\dot{x}(t) = F(t)$$

Vibración libre $F(t) = 0$

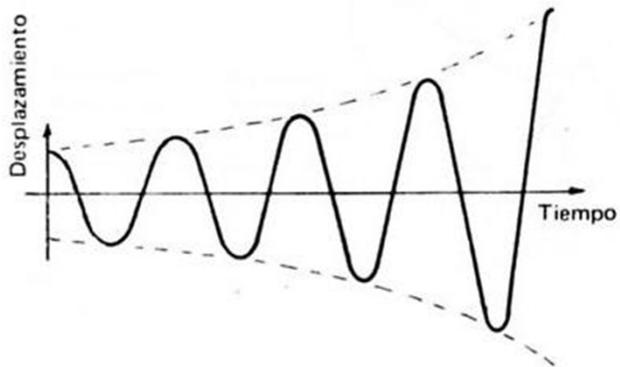
Vibración libre $F(t) = F_{max} \cos \omega_f t'$



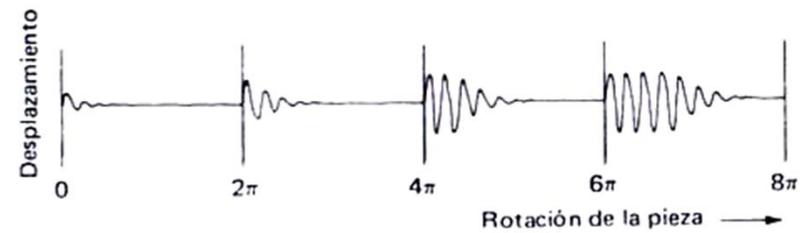
❖ Vibraciones autoinducidas en el proceso de mecanizado



(a)

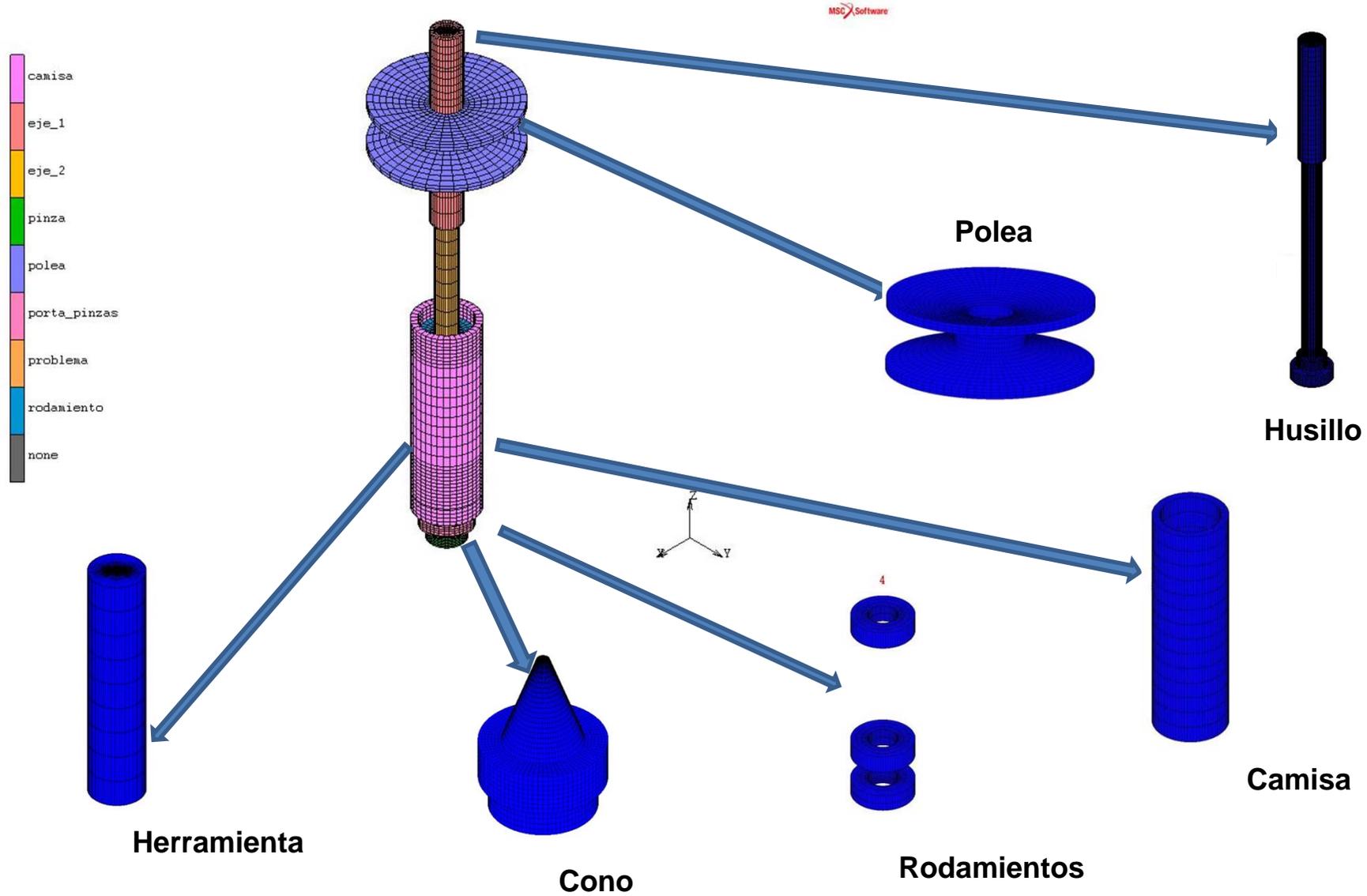


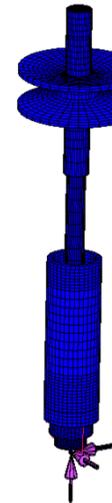
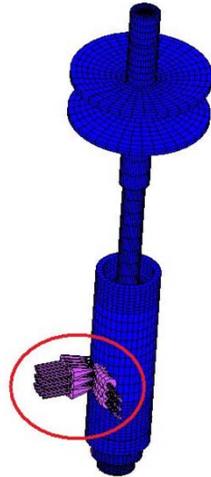
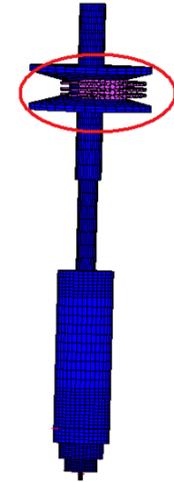
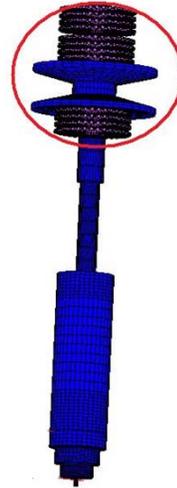
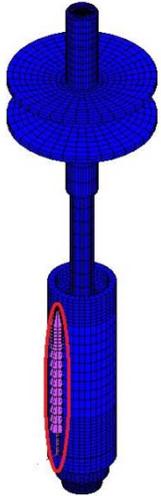
(b)

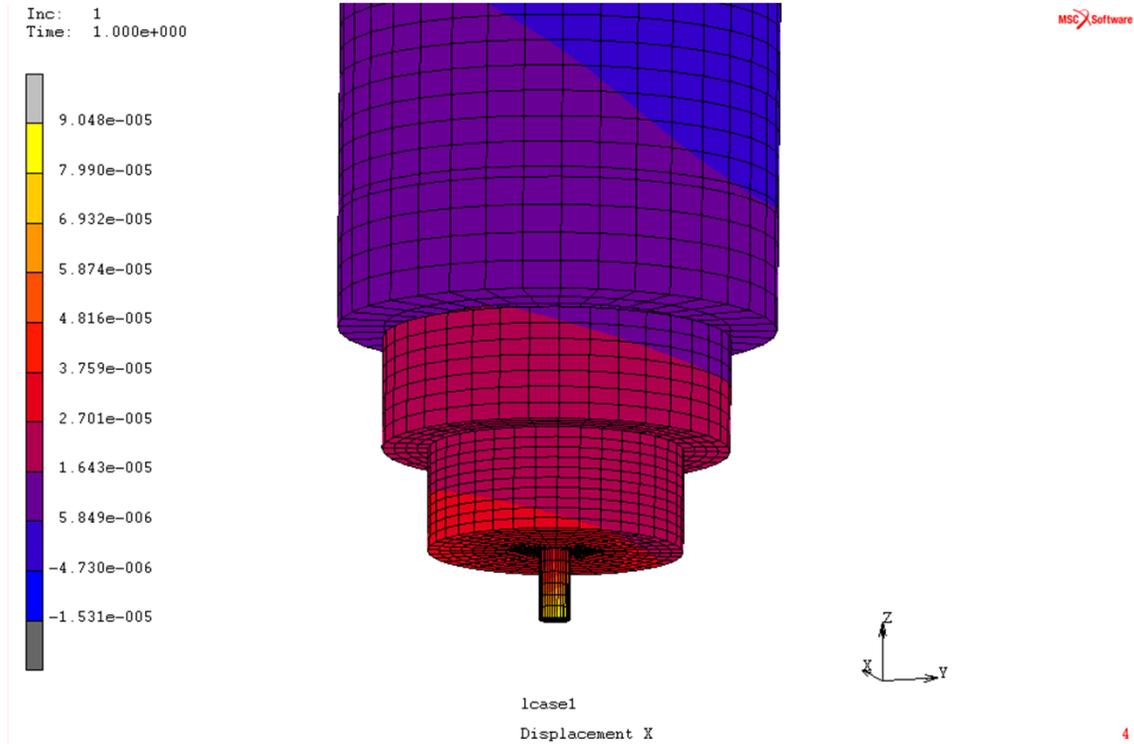


- **Estudio de la influencia de las fuerzas de mecanizado en el conjunto de la fresadora**
 - Estudiar los desplazamientos y las tensiones que se producen en el mecanizado
 - Estudiar las vibraciones que se producen por las fuerzas
 - Controlar esas vibraciones

2. ANÁLISIS ESTÁTICO

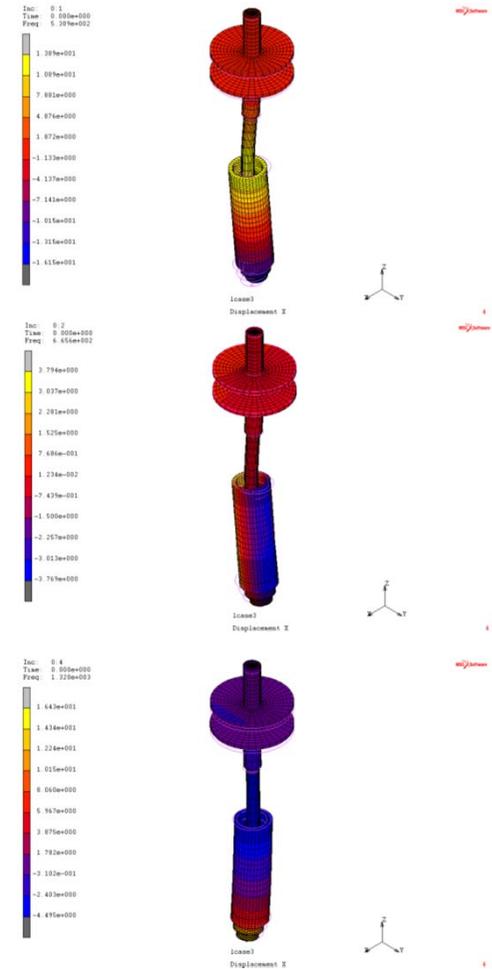


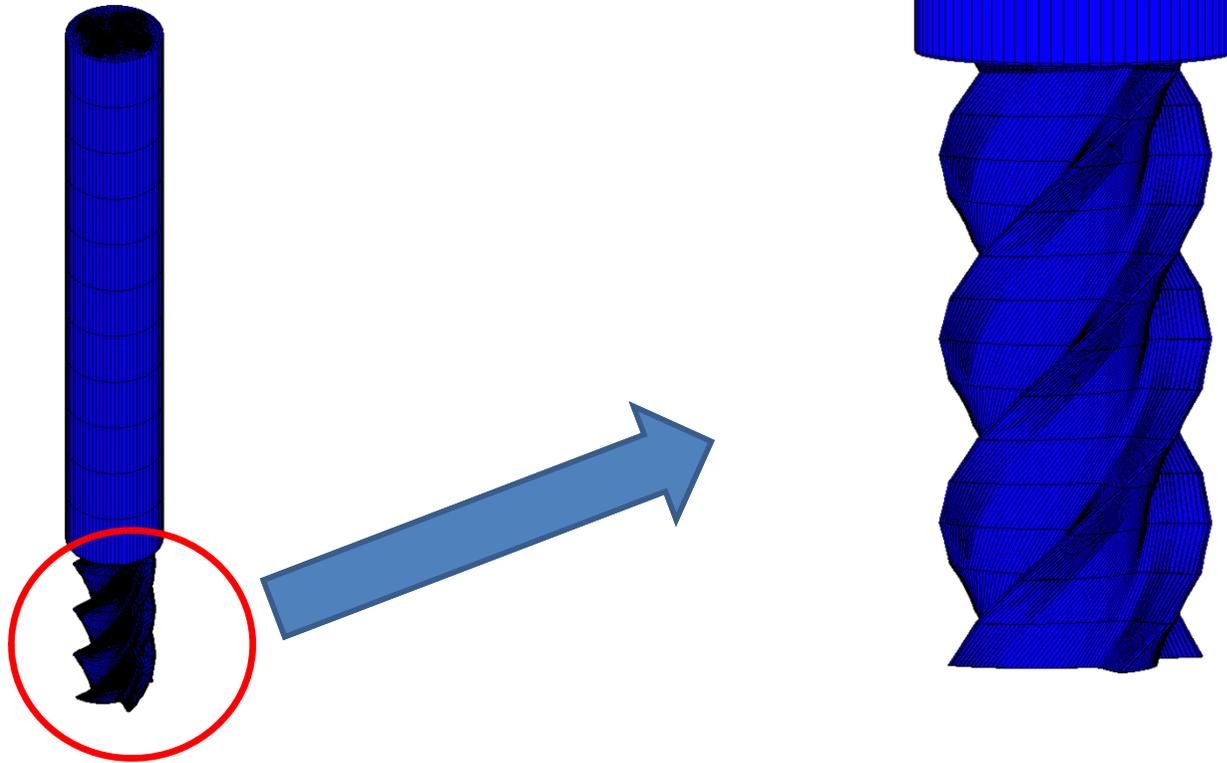




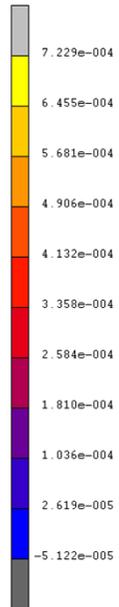


Modos de vibración	Frecuencia
1º	530,9 Hz
2º	665,6 Hz
3º	724,7 Hz
4º	1320 Hz
5º	1634 Hz
6º	2140 Hz
7º	2594 Hz
8º	2604 Hz
9º	2638 Hz
10º	2740 Hz





Inc: 1
Time: 1.000e+000

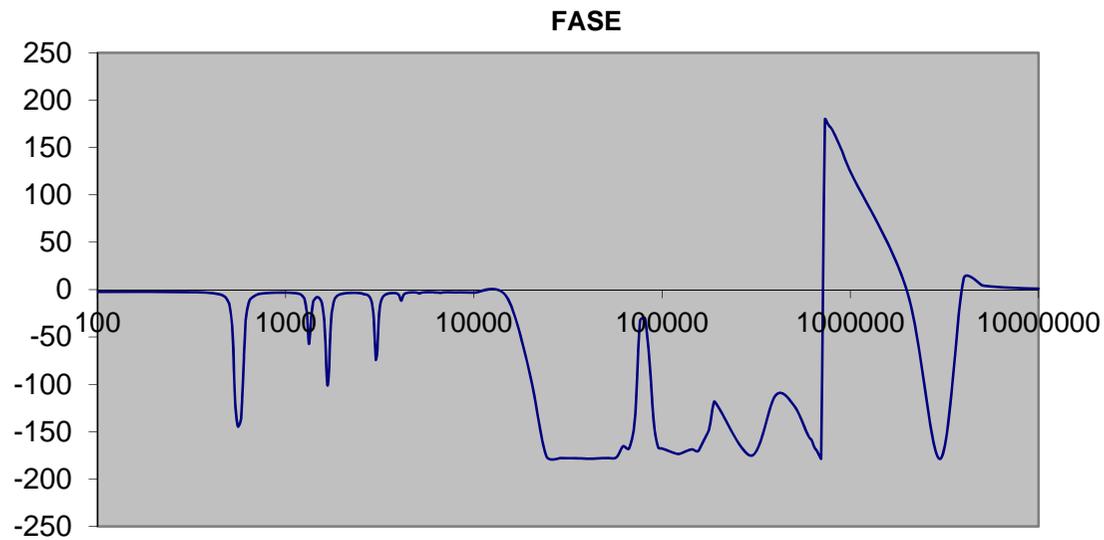
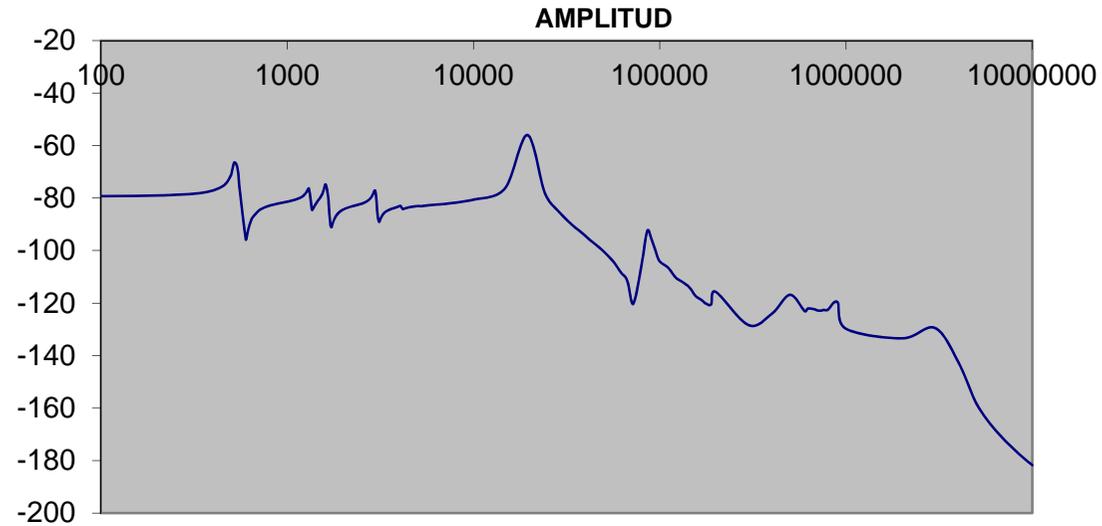


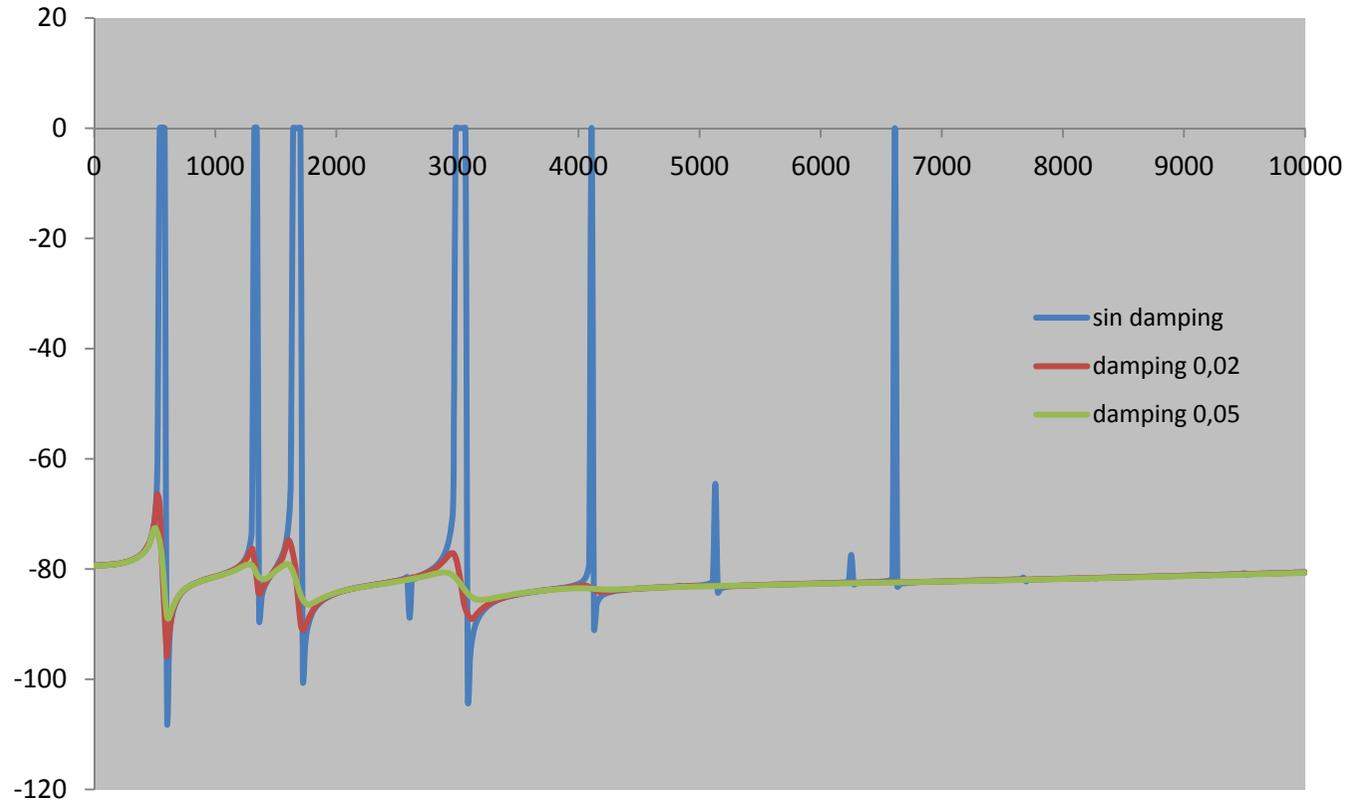
estructural
Displacement X

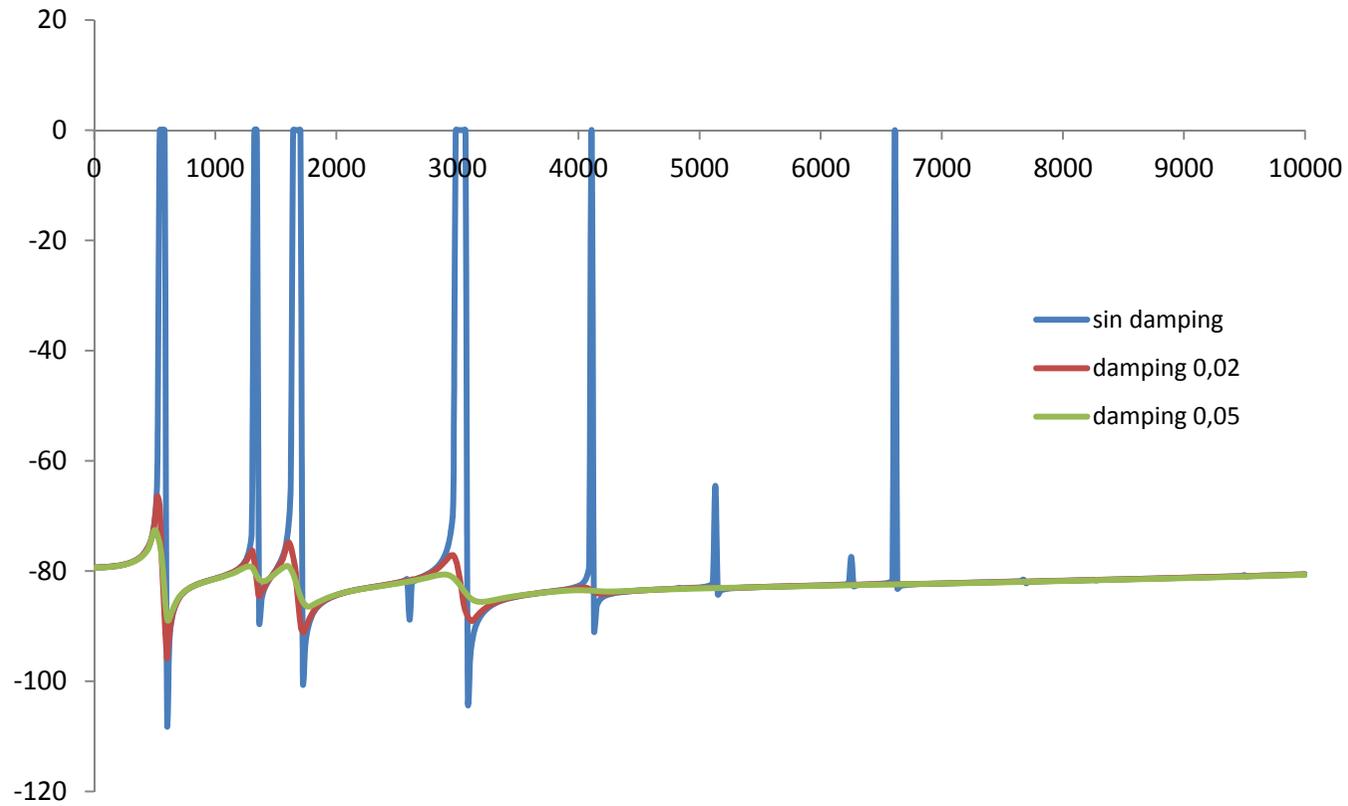


MSC Software

3. ANÁLISIS DINÁMICO







```
%Introducir los valores de Ganancia (no dB) y Frecuencia en Hz y fase en grados  
for cont=1:1:253  
resp(cont,1)=[ampli(cont)*cos(2*pi*fase(cont)/360)+1i*ampli(cont)*sin(2*pi*fase(cont)/360)];  
end  
sistema=frd(resp,frec*(2*pi));
```

```
%Interpolación  
omega = logspace(3,6,10000); %Los límites elegidos aquí afectan al posterior cálculo del modelo  
isys = interp(sistema,omega);  
bodemag(sistema,isys);
```

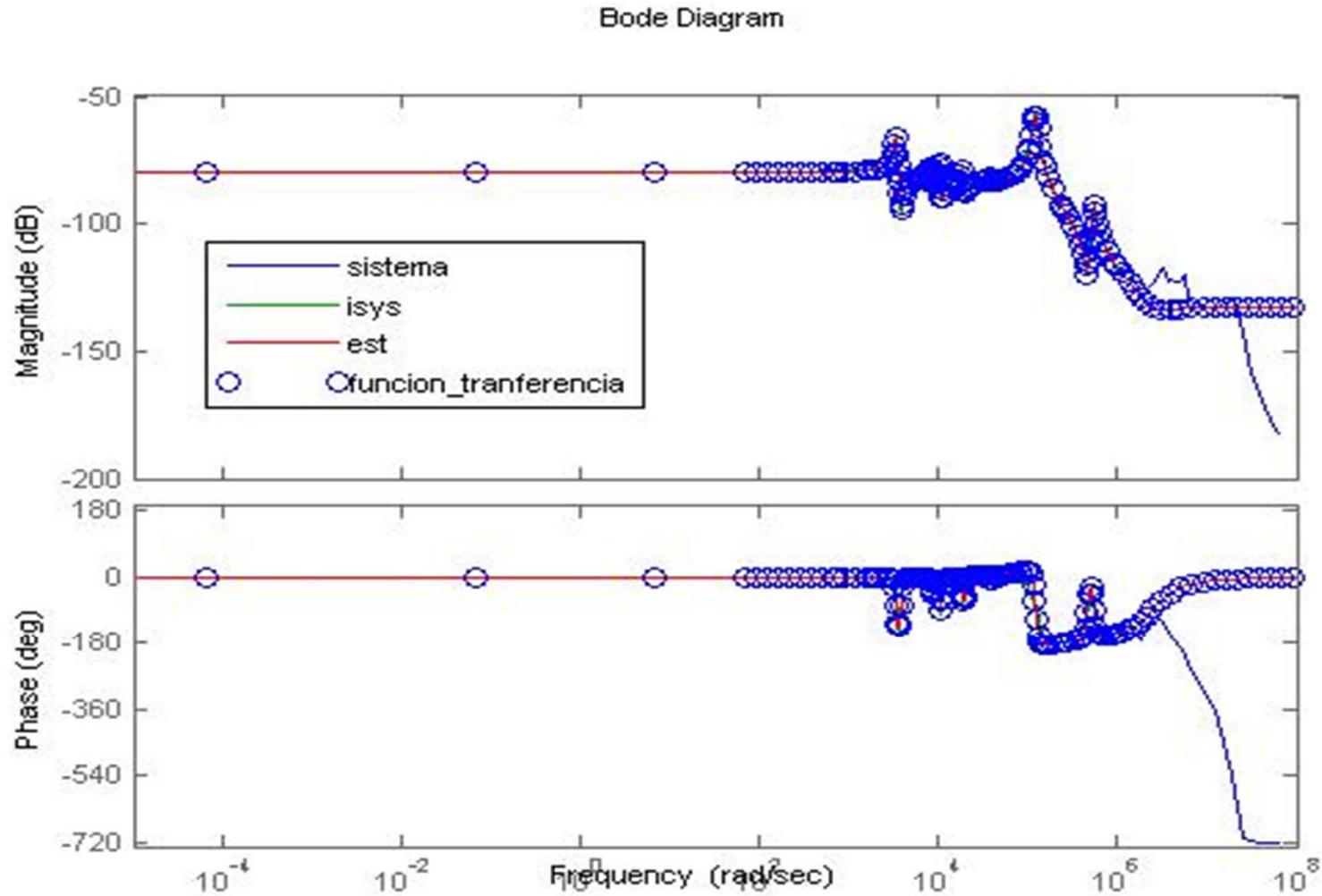
```
%Cálculo del modelo  
ord = 16;  
est = fitmagfrd(isys,ord);  
funcion_tranferencia=tf(est);  
zpk(est)  
pole(est)  
zero(est)  
pzmap(est) %etc
```

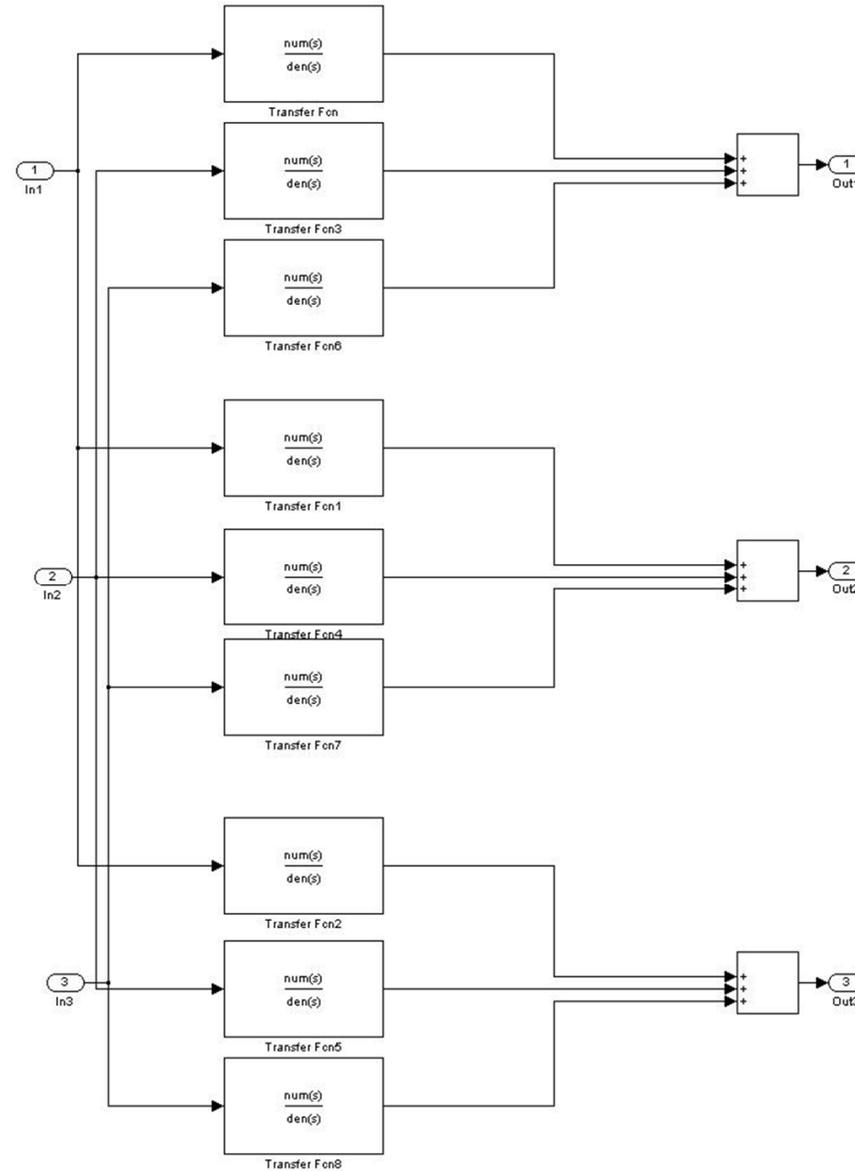
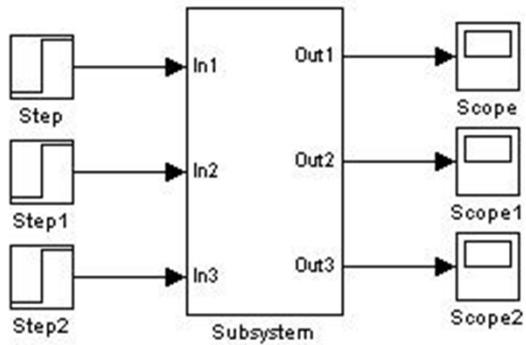
```
%Comprobación de resultados  
% bodemag(sistema,'b',isys,'g',est,'r');  
bode(sistema,'b',isys,'g',est,'r',funcion_tranferencia,'o');
```

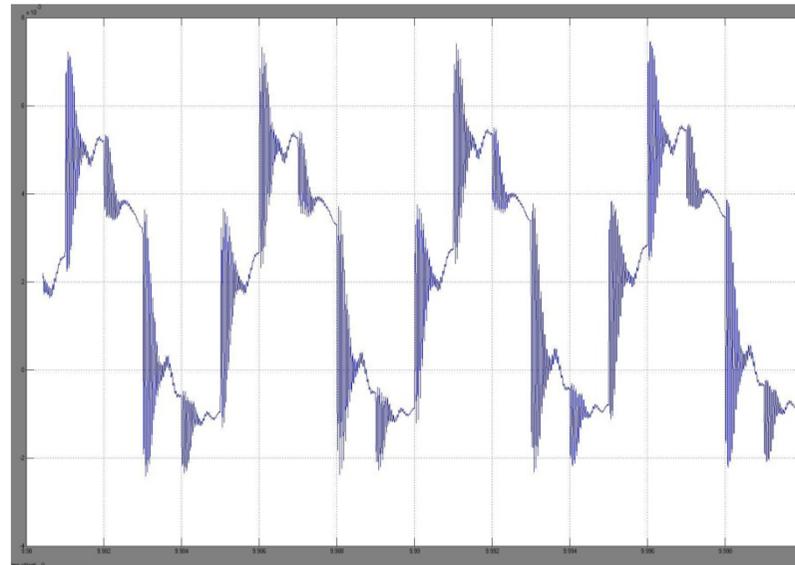
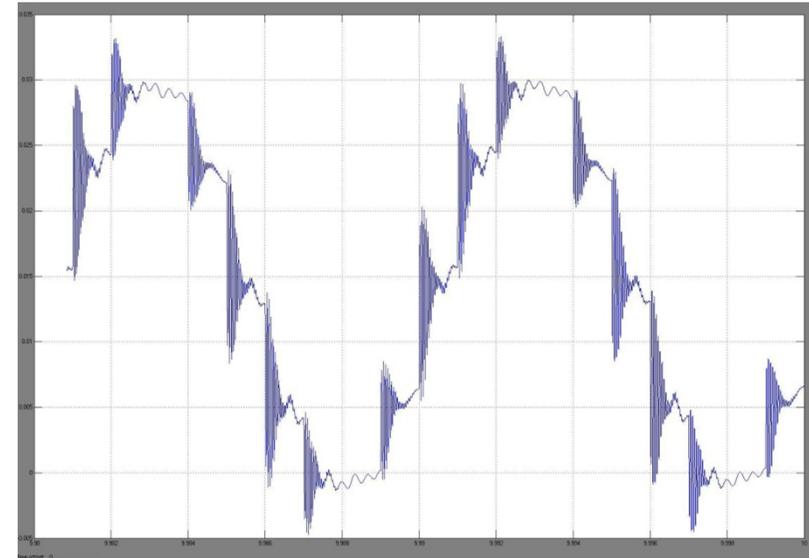
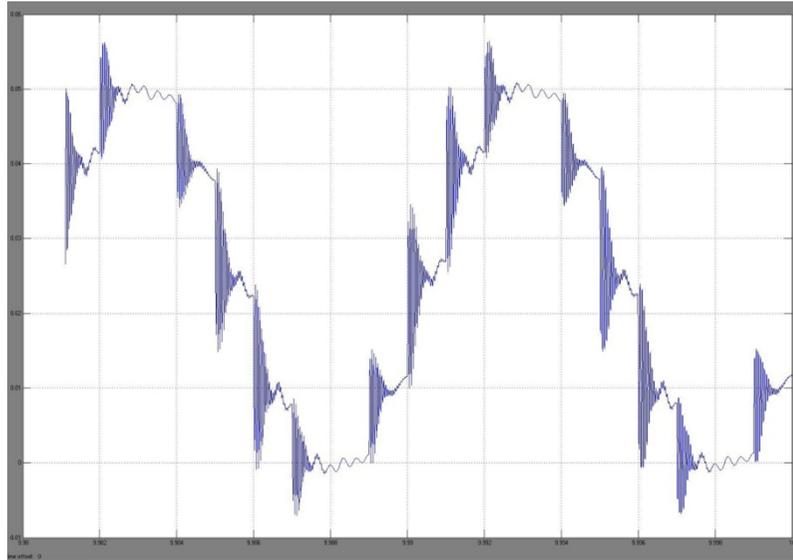
```
funcion_tranferencia
```

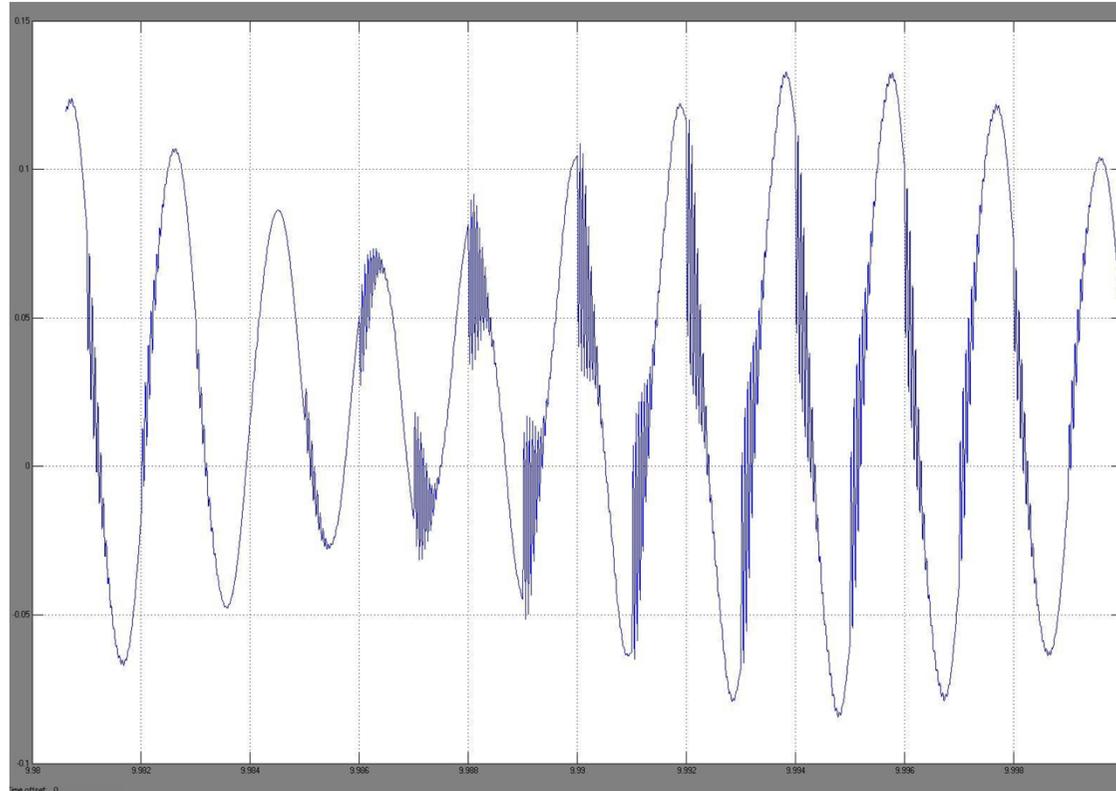
$$\begin{aligned} &2.39\cdot 10^{-6} s^{16} + 0.5567 s^{15} + 1.497\cdot 10^6 s^{14} + 2.337\cdot 10^{11} s^{13} + 3.22\cdot 10^{17} s^{12} + \\ &+ 1.703\cdot 10^{22} s^{11} + 4.675\cdot 10^{27} s^{10} + 6.206\cdot 10^{31} s^9 + 8.705\cdot 10^{36} s^8 + \\ &+ 4.289\cdot 10^{40} s^7 + 3.905\cdot 10^{45} s^6 + 8.987\cdot 10^{48} s^5 + 5.478\cdot 10^{53} s^4 + \\ &+ 6.077\cdot 10^{56} s^3 + 2.608\cdot 10^{61} s^2 + 9.266\cdot 10^{63} s + 2.703\cdot 10^{68} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &s^{16} + 6.543\cdot 10^4 s^{15} + 3.295\cdot 10^{11} s^{14} + 1.073\cdot 10^{16} s^{13} + 9.557\cdot 10^{21} s^{12} + \\ &+ 1.878\cdot 10^{26} s^{11} + 8.041\cdot 10^{31} s^{10} + 6.88\cdot 10^{35} s^9 + 1.339\cdot 10^{41} s^8 + \\ &+ 4.829\cdot 10^{44} s^7 + 5.546\cdot 10^{49} s^6 + 9.97\cdot 10^{52} s^5 + 7.131\cdot 10^{57} s^4 + 6.432\cdot 10^{60} s^3 + \\ &+ 3.074\cdot 10^{65} s^2 + 8.723\cdot 10^{67} s + 2.605\cdot 10^{72} \end{aligned}$$









4. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

- ❖ Se ha profundizado en el estudio de los desplazamientos y de las tensiones ocurridas en el husillo.
- ❖ Se ha aprendido a utilizar software de elementos finitos (FEM)
- ❖ Se ha estudiado los parámetros de los distintos procesos de mecanizado existentes
- ❖ Se ha propuesto un modelo del cabezal de la fresadora que proporcionara resultados en tiempo real.

- ❖ **Obtención de datos, amortiguación, rigidez y distribución de fuerzas mediante célula de carga en fresadora**
- ❖ **Análisis más detallado en la identificación de sistemas**
- ❖ **Implantación del modelo en el control numérico en una máquina fresadora para poder corregir las desviaciones en tiempo real**



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

“ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE MÁQUINA FRESADORA”

Alumno: David Murgado García

Director del proyecto: Rodrigo Luri Irigoyen

Pamplona, 5 de Septiembre de 2011