

Trabajo de Fin de Máster

Máster Universitario en Ingeniería Industrial (MUEI)

Diseño y fabricación de una herramienta de torno asistida por vibración

MEMÒRIA

Autor: Mustapha Zaroual El Miri
Director: González Rojas, Hernán Alberto
Ponente: Martín Batlle, Mateo
Convocatoria: Junio 2017



Escola Tècnica Superior
d'Enginyeria Industrial de Barcelona



RESUMEN

El presente trabajo se clasifica dentro del marco de trabajos de investigación científica, y pretende diseñar y fabricar una herramienta de torno asistida por vibración, que posibilita verificar si este fenómeno tiene algún efecto en el mecanizado o no. Concretamente, en la operación de torneado recto, lo cual allana el camino para proceder en estudiar el mecanizado asistido por vibración.

Antes de entrar en el núcleo del trabajo, se exponen algunos conceptos preliminares para situarse en el entorno del trabajo. Posteriormente, se procede en el núcleo del trabajo exhibiendo las alternativas conceptuales para generar la vibración de la punta de cuchilla de corte.

Después, y como paso preliminar al comienzo de la concepción de los elementos constituyentes de la herramienta asistida por vibración, se decide desarrollar el diseño basando en la alternativa consistente en la creación de un campo magnético variable para producir la vibración.

Llegando a este nivel, se procede en el diseño creando una concepción en que intervienen la ingeniería eléctrica y electrónica, además de la ingeniería mecánica. A continuación, se empieza en la fabricación de un prototipo de herramienta asistida por vibración para comenzar el ensayado.

Con el estudio, o ensayado, del torneado recto llevado a cabo posteriormente sin vibración y con vibración, se nota que existen diferencias en los resultados obtenidos. De modo que se observa que existe una clara influencia de los parámetros de vibración, o sea, frecuencia de excitación y amplitud, en la potencia requerida para efectuar el corte y en la rugosidad superficial, que son las magnitudes en que se ha basado para la comprobación o estudio.

Sin embargo, no se logran efectos positivos en cualquier condición de corte y vibración, sino existen condiciones de corte y vibración en que se consiguen efectos positivos, condiciones en que el efecto es negativo y otras en que el efecto es simultáneamente positivo y negativo según la magnitud estudiada.

SUMARIO

RESUMEN	1
SUMARIO	2
1. INTRODUCCIÓN	5
1.1. Alcance del trabajo	6
1.2. Objetivos del trabajo	6
2. PLANIFICACIÓN Y PROGRAMACIÓN	7
3. PRELIMINARES	10
3.1. Mecanizado.....	10
3.2. Torneado recto.....	12
3.3. Acabado superficial	14
3.4. Vibración	17
4. MÉTODOS DE EXCITACIÓN DE LA VIBRACIÓN	27
4.1. Despliegue de alternativas conceptuales.....	27
4.1.1. Material piezoeléctrico	27
4.1.2. Micromotor desequilibrado	33
4.1.3. Fuerza electromagnética	37
4.1.4. Otras alternativas	44
4.2. Discusión y selección de la alternativa a desarrollar	45
5. DISEÑO DE LA HERRAMIENTA	51
5.1. Análisis vibratorio.....	51
5.1.1. Análisis frecuencial	55
5.1.2. Efecto de fuerzas de mecanizado en los modos propios.....	61
5.2. Concepción de la herramienta.....	64
5.3. Análisis de la concepción final.....	77
6. FABRICACIÓN DEL PROTOTIPO	83
7. ENSAYADO DEL PROTOTIPO	84
7.1. Análisis eléctrico y el equipo de aparatos empleados	84
7.2. Ensayado: 1º ronda	94
7.2.1. Potencia de corte y energía específica de corte.....	95
7.2.2. Rugosidad superficial.....	105
7.3. Ensayado: 2º ronda	111

8. PRESUPUESTO	113
8.1. Coste de diseño y edición de la documentación.....	113
8.2. Coste de fabricación y obtención del prototipo	113
8.3. Coste de ensayado	115
9. IMPACTO AMBIENTAL	116
CONCLUSIONES	118
AGRADICIMIENTOS	119
BIBLIOGRAFÍA	120
Referencias bibliográficas	120

1. INTRODUCCIÓN

El mecanizado es un proceso de fabricación mecánica en que están involucrados varios parámetros y factores. Hablando por ejemplo de la calidad de acabado superficial de las piezas mecanizadas por arranque de viruta, están: la velocidad de corte y avance, profundidad de la última pasada de desbaste y la de acabado, material de la herramienta y de la pieza procesada, filo de la cuchilla y la geometría de la parte que efectúa el corte, tipo de operación de mecanizado, uso de refrigerantes y las vibraciones.

De forma general, las vibraciones son indeseadas en las operaciones de mecanizado por arranque de viruta, puesto que las que aparecen en este proceso productivo son autoexcitadas y se denominan vibraciones *chatter*.

Las vibraciones *chatter* son perjudiciales porque empeoran el acabado superficial y modifican las dimensiones, lo cual no favorece obtener tolerancias estrechas. Además, dejan marcas visibles sobre la superficie obtenida y acortan a la vida útil de las herramientas de corte por sufrir desgaste elevado e irregular. Encima de eso, estas vibraciones pueden dar lugar a rupturas prematuras y repentinas de las herramientas de corte. Sobre todo cuando se fabrican de materiales frágiles dado que sufren choques o picos de esfuerzos.

Las vibraciones en máquina-herramientas de mecanizado por arranque de viruta pueden ser generadas por varias causas, tales como:

- Fuerzas de corte excesivas, debidas al uso de parámetros de corte elevados, material de pieza de alta dureza, etc.
- El tamaño y método de sujeción de las piezas a mecanizar, puesto que pueden flexionar, abollar y vibrar si no se apoyan adecuadamente.
- Tolerancias amplias, holguras y juegos en los elementos de máquina-herramientas. Este efecto puede producirse también por el desgaste de los elementos móviles que puede ser provocado por una inadecuada lubricación y engrase.

El efecto de las vibraciones se empeora de forma considerable cuando se acerca la frecuencia de excitación a la frecuencia natural del sistema máquina-pieza-herramienta, ya que la velocidad de giro de la pieza o la herramienta, según de qué máquina se trata, que es la magnitud que determina la frecuencia de excitación, es variable y puede darse el caso de que coincida o esté cerca de la frecuencia natural de algún modo propio de este sistema.

Enfrente de las vibraciones *chatter*, es posible generar unas vibraciones beneficiosas y excitadas de forma controlada para aportar mejoras al mecanizado convencional, refiriendo con este a aquel que se lleva a cabo sin vibración, y no hace referencia al uso de máquinas convencionales, se trata del mecanizado asistido por vibración.

Ambas vibraciones han sido motivo de investigación y han ocupado a los investigadores en los procesos de fabricación. De modo que se han desarrollado métodos pasivos y activos para eliminar las vibraciones *chatter* si fuera posible, o atenuarlas en caso contrario, consistentes en amortiguadores *antichatter* [51] [52].

De los trabajos publicados que tratan el efecto de vibración en el mecanizado, se menciona uno que pretende simular la topografía superficial de un cilindrado con corte asistido por vibración [57]. También hay una tesis doctoral que analiza el taladrado en seco asistido por vibraciones de estructuras híbridas de aleaciones ligeras [58], y otros más.

Por otro lado, existen varios trabajos publicados y relacionados con el mecanizado por ultrasonidos, como la aplicación ultrasónica en la perforación[15], entre otros [16] [17]. Pero, destaca no publicar información sobre las herramientas hechas servir para los estudios del mecanizado no convencional, sobre todo para el torneado.

1.1. Alcance del trabajo

Debido a la existencia de gran cantidad de operaciones de mecanizado que pueden llegar a ser muy distintas, requerir de herramientas específicas para cada una de ellas e inservibles en las demás, así como requerir de máquina-herramientas distintas, es imposible u fuera del alcance diseñar y fabricar una herramienta asistida por vibración para cada una de ellas. Por consiguiente, se establece como operación objetivo para desarrollar este trabajo una de las operaciones, que es el torneado recto llevado a cabo mediante torno.

La comprobación del correcto funcionamiento de la herramienta diseñada y fabricada implica realizar un ensayo y estudio del mecanizado asistido por vibración, comparándolo con el mecanizado convencional. Por tanto, se debe llevar a cabo un ensayo o estudio de este tipo. No obstante, no es del alcance de este trabajo realizar un estudio profundo del efecto de la vibración excitada en el mecanizado, ni determinar detalladamente las condiciones de corte y vibración que aportan mejoras al mecanizado.

1.2. Objetivos del trabajo

Se pretende con este trabajo diseñar y fabricar una herramienta de mecanizado asistida por vibración, verificando si existe algún efecto de la vibración excitada en el mecanizado por arranque de viruta. Específicamente, se establecen los siguientes objetivos: diseñar y fabricar una herramienta para el torneado recto, posibilitando el control de la frecuencia de excitación de vibración, y verificando la existencia de efecto de vibración en el torneado recto, cuantificándolo si es posible.

2. PLANIFICACIÓN Y PROGRAMACIÓN

Se plantea seguir las siguientes fases para llevar a cabo el trabajo y lograr los objetivos establecidos:

1. Consulta de la normativa académica que regula el desarrollo del Trabajo de Fin de Máster –TFM-, desde los primeros pasos hasta el final del trayecto que se finaliza con la cualificación del mismo. Así como las pautas relacionadas con la confección de la documentación necesaria y la pregunta de dudas al Servicio de Información y Atención al estudiante.
2. Preparación de una planificación y programación a seguir, de modo que se tenga claro el camino a seguir, y evitar retrasos en la ejecución de las etapas preestablecidas.
3. Informarse bien sobre los conceptos básicos involucrados en el trabajo, formando una base sólida y lo suficiente amplia.
4. Averiguar qué alternativas conceptuales pueden ser aplicadas para producir la vibración, ya que es el elemento básico y esencial del que dependerá el diseño y el resto de tareas posteriores.
5. Búsqueda de referencias bibliográficas fiables para conocer con la profundidad requerida los principios en que se basan las alternativas, y si es posible, estudiar las aplicaciones que tienen actualmente en el mercado.
6. Estudiar y analizar las alternativas encontradas idóneas a la aplicación que se pretende desarrollar, seleccionado la más idónea basando en las ventajas e inconveniente que implicaría el desarrollo de cada una de ellas.
7. Crear un diseño de herramienta de torno asistida por vibración basado en la alternativa seleccionada.
8. Estudio de la concepción resultada y preparar la documentación necesaria para obtener un prototipo.
9. Obtención del prototipo, fabricando y montando el conjunto de piezas o elementos que constituyen a la herramienta diseñada.
10. Comprobar si la herramienta genera la vibración. En caso negativo, rediseñar la herramienta. En caso afirmativo, prepararse para el ensayado.
11. Ensayado del prototipo para cumplir la finalidad por la cual ha sido motivado el trabajo. Es decir, comprobar si la vibración produce algún efecto en el mecanizado.

- 12. Mediciones y tratamiento de datos experimentales obtenidos.
- 13. Análisis de resultados.
- 14. Realizar un estudio del posible impacto ambiental que tenga el trabajo.
- 15. Desarrollar el presupuesto del trabajo.
- 16. Concluir el resultado al que se llegará.

Llegando a esta fase será posible dedicarse al ajuste y acabado de la memoria y el resto de documentos confeccionados, planos y anexos concretamente. No obstante, pese no haberlo mencionado, la redacción de la memoria se empezará desde los primeros pasos en paralelo con todas las fases precitadas. A excepción de que no sea compatible o que la fase en cuestión no requiera de redacción. De esta manera se evitará acumulación de trabajo al final del cuadrimestre, lo cual puede conducir a la posibilidad de no presentar el trabajo en el periodo ordinario.

A continuación:

- 17. Preparar la documentación final a entregar en los formatos exigidos por la normativa pertinente, imprimiendo las copias necesarias y adjuntando las coipias electrónicas requeridas.
- 18. Entrega del TFM al director de trabajo.
- 19. Preparación de la presentación y para la defensa del TFM.
- 20. Presentación y defensa del trabajo anti un tribunal.

Las etapas mencionadas anteriormente pueden representarse en una escala temporal, en un cronograma tipo *Gantt* o *Pert*, tal como se prevé que serán ejecutadas. No obstante, por no requerimiento de algún cronograma en concreto, se representa a continuación en forma de tabla.

Tabla 2.1. Representación de las actividades en función del tiempo.

Actividades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
06 febrero de 2017																				
10 febrero de 2017																				
13 febrero de 2017																				
14 febrero de 2017																				
15 febrero de 2017																				
24 febrero de 2017																				
27 febrero de 2017																				
03 marzo de 2017																				

Actividades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20		
06 marzo de 2017																						
10 marzo de 2017																						
13 marzo de 2017																						
24 marzo de 2017																						
27 marzo de 2017																						
21 abril de 2017																						
24 abril de 2017																						
05 mayo de 2017																						
08 mayo de 2017																						
19 mayo de 2017																						
19 mayo de 2017																						
22 mayo de 2017																						
23 mayo de 2017																						
24 mayo de 2017																						
25 mayo de 2017																						
26 mayo de 2017																						
31 mayo de 2017																						
01 junio de 2017																						
04 junio de 2017																						
05 junio de 2017																						
05 junio de 2017																						
06 junio de 2017																						
07 junio de 2017																						
13 junio de 2017																						
13 junio de 2017																						
15 junio de 2017																						
30 junio de 2017																						
03 julio de 2017																						
14 julio de 2017																						

3. PRELIMINARES

A continuación se presentan brevemente los términos o palabras clave sobre los cuales se centra el trabajo. No es el objetivo profundizar en ellos ni abarcarlos, sino presentar una base teórica para asimilar con facilidad el trabajo y de qué se trata.

3.1. Mecanizado

El mecanizado es un proceso de fabricación mecánica que consiste en extracción, o sustracción, de material de la pieza en bruto hasta conseguir una forma y dimensiones determinadas definidas en el plano. En contraposición a los procesos de fabricación aditiva que consisten en depositar el material en forma de capas hasta conseguir la forma final deseada (ver fig. 3.1).



Fig. 3.1. Principio de fabricación sustractiva comparado con el de fabricación aditiva [39].

Basando en este principio de eliminación de material o de reducción de masa, puede encontrarse varios tipos de mecanizado:

- Mecanizado con chorro de agua.
- Mecanizado electroquímico.
- Mecanizado por abrasión.
- Mecanizado con haz láser.
- Mecanizado con haz de electrones.
- Mecanizado por arranque de viruta, etc.

Quizás el más importante y extendido de todos ellos es este último que a su vez está formado por un gran número de procesos u operaciones, de las que algunas son realizables con distintas máquina-herramientas y otras son propias de cada una de ellas, por lo menos en la

práctica.

Así, hablando del torno, son ejemplos de operaciones propias las siguientes:

- Torneado recto.
- Torneado de conos.
- Perfilado.
- Mandrinado.
- Refrentado.



Fig. 3.2. Un torno convencional [19].

Las máquina-herramientas más utilizadas actualmente para el mecanizado por arranque de viruta son las máquinas automatizadas de CNC -Control Numérico por Computadora-. Principalmente, el torno de CNC y el centro de mecanizado de CNC, que es capaz de realizar operaciones que pertenecen a varias máquinas. En primer lugar, operaciones de fresadora, taladradora y roscadora. Existe la posibilidad de alimentar a estas máquinas de forma automatizada sin necesidad al operario.

De forma general, el torno se hace servir para el mecanizado de piezas de revolución, mientras que la fresadora se utiliza para mecanizar las piezas prismáticas. No obstante, operaciones como obtención de hexágonos, o polígonos en general, sobre piezas cilíndricas son realizables por fresadora empleando un plato divisor (fig. 3.3).



Fig. 3.3. Un modelo de plato divisor [29].

La taladradora y la roscadora pueden procesar indistintamente las piezas cilíndricas como las de revolución. Eso en cuanto a las máquinas convencionales. En cuanto a las máquinas de CNC, en la actualidad se han desarrollado tornos que son capaces de realizar polígonos sobre piezas cilíndricas, agujeros o grupos de agujeros cuyos ejes de simetría no coinciden con el eje de la pieza mecanizada. Más todavía, existen tornos que tienen un portaherramientas, o cabezal, capaz de hacer un mecanizado sobre una superficie esférica. Es decir, estos tornos

son capaces de realizar cortes que requieren de moverse en 3 dimensiones simultáneamente. Además, existen tornos de CNC que tienen integrada una sierra.

A pesar de todo este avance, quedan muchas operaciones propias de cada máquina que son irrealizables con otras, bien por motivos inherentes a la pieza y a la máquina en sí, o bien por motivos de viabilidad y de optimización.

Finalmente, se indica que, de todos los procesos de fabricación mecánica, el mecanizado es el proceso con el que se logran las mejores calidades de acabado superficial, y mediante él se obtienen las tolerancias más estrechas. Sobre todo los abrasivos como el rectificado, y los procesos de superacabado en general. Por este motivo, muchas veces se diseñan las piezas obtenidas por los procesos de conformado de metales con un exceso de material para ser acabadas mediante el mecanizado, sino no serían capaces de cumplir aquello por el cual se diseñan.

3.2. Torneado recto

Como se ha mencionado anteriormente, el torneado recto es una operación que se realiza por medio del torno. Por tanto, se aplica a las piezas para obtener una superficie cilíndrica alrededor del eje de giro del plato de garras. Sin embargo, aunque no es lo habitual, puede aplicarse a las piezas no cilíndricas. Concretamente, a las piezas que tienen sección transversal cuadrada haciendo servir un plato de 4 garras.

Como se puede observar en la fig. 3.4, en una operación de torneado recto, la herramienta de corte se desplaza con la torreta en dirección paralela al eje de la pieza procesada, la cual gira alrededor del mismo y solidaria al plato de garras.

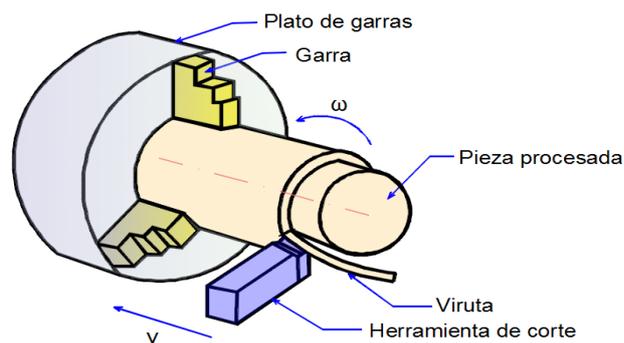


Fig. 3.4. Representación simplificada del torneado recto.

La profundidad, o la penetración de la herramienta en la pieza radialmente, se realiza antes de ponerlas en contacto, y debe ser constante en esta dirección durante el corte, sino dará lugar a otras operaciones como el torneado cónico o perfilado.

La herramienta empleada en el torneado recto convencional está formada por dos partes: una plaquita fabricada de un material duro y un mango al que se suelda la primera. La plaquita es quién efectúa el corte después de haber sido afilada adecuadamente. En la fig. 3.5 (a) se representa un modelo de esta herramienta, en la cual se ve que la plaquita está cubierta por cera para protegerla de los choques, ya que es de Widia que es un material duro y frágil constituido por carburo de wolframio y titanio, con adición de cobalto.



(a) Cuchilla con plaquita soldada [25].



(b) Cuchilla de cobalto [26].

Fig. 3.5. Cuchillas de torneado recto.

Por la derecha, en la fig. 3.5 (b), se representa un ejemplo de cuchillas de cobalto que se suelen vender en forma prismática sin ningún filo, y que toman varias dimensiones y otras formas. El afilado se realiza en el taller según la necesidad, de modo que pueden ser usadas prácticamente para cualquier operación de torno que implica efectuar un corte con cuchillas, incluso para aquellas que requieren de un radio de acuerdo como es el caso de las piezas escalonadas.

Cabe indicar que no todas las operaciones de torno implican realizar un corte. Por ejemplo, el moleteado se realiza en torno, no obstante, su principio se basa en la deformación plástica de la pieza y no en sustracción de material (fig. 3.6). Sin embargo, puede darse el caso de que se extraigan partículas durante el proceso por el rozamiento entre la herramienta y la superficie moleteada.



(a) Tornillo moleteado [49].



(b) Herramienta de moleteado [48].

Fig. 3.6. Herramienta de moleteado y una superficie moleteada.

Existe otra versión en que la plaquita no es soldada al mango, sino que se le une por medio de tornillos, de manera que se reutiliza el mango desechando solo a las plaquitas desgastadas o rotas. Esta versión es la que se utiliza normalmente en los tornos de CNC, puesto que contribuyen en la reducción de tiempo de cambio de herramienta, ya que no se debe volver a ajustar las coordenadas de decalajes de origen dado que el mango se mantiene fijo.

No obstante, para conseguirlo, la plaquita y la cavidad en que se inserta deben ser lo suficiente ajustadas. En cambio, para la versión mostrada en la fig. 3.5 (a), el afilado requiere de sacar la herramienta entera debido a que la unión entre la plaquita y el mango es unión permanente. Evidentemente, nada impide que se use esta versión en los tornos convencionales también. Pero no es la mejor opción y no se debería hacer.

En la fig. 3.7 (a), se muestra una colección de plaquitas que toman diferentes formas, junto a un modelo de mangos utilizados para soportarlas. En el presente trabajo, se prevé el uso de plaquitas atornilladas a un soporte, o sea, hacer servir las plaquitas unidas a la herramienta mediante tornillos. Pero, a estas alturas, no se puede afirmar.



(a) Una colección de plaquitas [27].



(b) Mango y plaquita rómbica [28].

Fig. 3.7. Partes de una herramienta de torneado recto con plaquitas.

3.3. Acabado superficial

Como se mencionó en la introducción, el acabado superficial depende de muchos factores que pueden agruparse de la siguiente manera [1]:

- Factores geométricos.
- Factores de material de trabajo.
- Factores de vibración y de la máquina-herramienta.

En cuanto a los factores de la máquina, es posible mejorar el acabado tomando las siguientes

medidas:

- Elegir la máquina más adecuada para una determinada operación posible de realizar por más de una máquina.
- Lubricar y engrasar adecuadamente las partes móviles de la máquina como son las guías de los carros.
- Un buen mantenimiento en general.

También se debe tener en cuenta la edad o tiempo de servicio total de la máquina, refrigeración, amortiguamiento de las vibraciones *chatter*, etc.

En cuanto al material de trabajo, se debe escoger adecuadamente el material de la herramienta según la dureza de la pieza a mecanizar. Así por ejemplo, para un material duro como el acero al carbono o fundición, no se debería utilizar herramientas de acero rápido o cobalto, sino, debería usarse herramientas de metal duro u otro metal de alta dureza. Además de disponerse de otras propiedades físicas y químicas.

Con relación a los factores geométricos, básicamente, se trata de la forma de la cuchilla que ejecuta el corte y que se pone en contacto con la pieza mecanizada.

Durante la pasada de cilindrado, que es un caso de torneado recto con que se obtiene un tramo cilíndrico, como en cualquier operación de mecanizado por arranque de viruta, se copia la forma de la herramienta sobre la superficie obtenida. El roscado exterior con el torno es un ejemplo al respecto de los más destacados que tienen similitudes con el cilindrado.

En el roscado el avance por vuelta de la punta de herramienta se hace igual al paso de rosca a obtener, mientras que la forma del filete, que puede ser triangular, cuadrada, de dientes de sierra, etc., se obtiene mediante la geometría de la cuchilla que efectúa el corte.

No obstante, los avances que se hacen servir en el cilindrado son mucho menores que los pasos de rosca, sobre todo aquellas que tienen grandes diámetros nominales. El ser pequeños los avances empleados para el torneado recto, es una de las causas por las cuales no son visibles trazados del perfil de cuchilla sobre la superficie obtenida por el cilindrado.

De la fig. 3.8 se puede intuir varios parámetros geométricos que influyen en el acabado superficial teórico:

- Los ángulos de posición primario y secundario, β_1 y β_2 respectivamente.
- La profundidad de pasada p .
- El avance a .
- El radio de la punta de herramienta r_h .

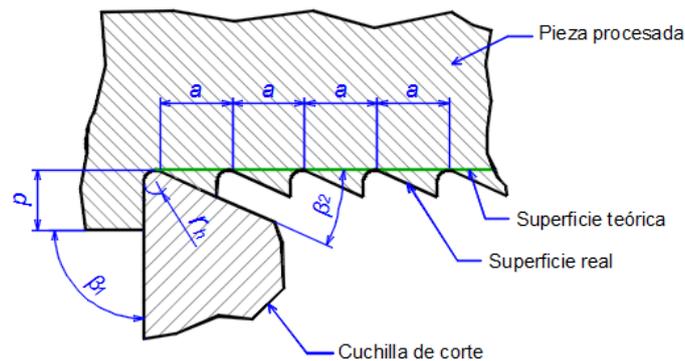


Fig. 3.8. Representación del corte teórico en el cilindrado.

Por tanto, es razonable pensar en alguna forma para eliminar los salientes que deja la punta de herramienta, debido al avance que es mayor que cero, ya que, teóricamente, para que no haya esos salientes, el límite de avance por vuelta debe tender a cero. Es decir, la herramienta esté en reposo, que implica no haber corte o mecanizado. De otro lado, emplear avances muy pequeños es poco productivo y encarece aún más el mecanizado.

Se observa que, teóricamente, si se consigue excitar a la punta de la herramienta con una velocidad lo suficiente superior a la velocidad de avance, es posible lograr que se eliminen o se mitiguen esos salientes microscópicos mediante una oscilación paralela a la dirección de avance.

De otro lado, esta medida puede favorecer la ruptura de la viruta que se intercala entre la herramienta y la superficie de la pieza, empeorando la calidad de acabado superficial debido al roce consiguiente, además de la posible deformación plástica debida al aprisionamiento que ejerce la herramienta sobre la viruta y las pequeñas partículas que se van extrayendo, que a veces quedan soldadas a la misma cuando se desprende calor considerada.

Una consecuencia evidente de evitar estos inconvenientes, aparte de la mejora de acabado superficial, es el aumento de la vida útil de la cuchilla. Por consiguiente, es posible conseguir unos acabados superficiales con mayores avances para unas mismas condiciones de mecanizado, lo cual se traduce en ahorro de tiempo de corte. Por ende, ahorro en coste y aumento de beneficio.

En el mismo tiempo, se consigue ampliar el rango de rugosidad media aritmética que se puede obtener mediante el torno. Además, la posible mejora en las prestaciones de la herramienta en el mecanizado puede permitir en algunos casos prescindir de los procesos de superacabado que encarecen a los costes y alargan el periodo de obtención de productos.

Finalmente, se terminará este apartado exhibiendo una topografía superficial real de una pieza de aluminio a lo largo de un tramo de la longitud de evaluación, obtenida con un

rugosímetro, para dar una idea sobre cómo es microscópicamente una superficie mecanizada (fig. 3.9).

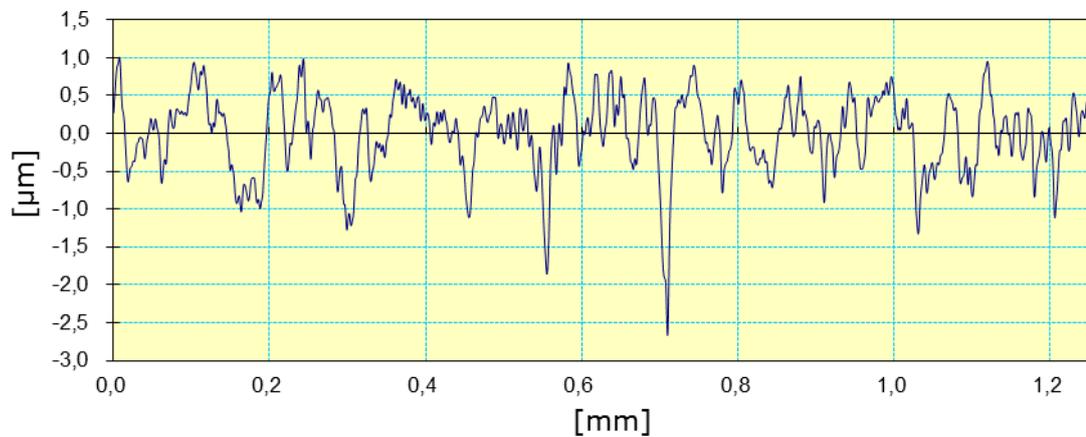


Fig. 3.9. Topografía superficial de una superficie cilíndrica torneada.

La superficie fue obtenida mediante una pasada de torneado recto, llevado a cabo con los parámetros de corte correspondientes a pasadas de acabado.

3.4. Vibración

La vibración es un movimiento repetitivo u oscilatorio de los sistemas mecánicos alrededor de un punto de equilibrio, que puede ser periódico o no. Por tanto, cualquier movimiento que se repite después de un intervalo de tiempo se llama vibración u oscilación. El vaivén de un péndulo y el movimiento de una cuerda pulsada son ejemplos comunes de vibración [2].

La vibración puede ser producida por múltiples causas, tales como:

- Elementos de máquinas desequilibrados en rotación.
- Deslizamiento entre superficies, sobre todo aquellas que no son lubricadas y que tienen acabados superficiales rugosos.
- Fuerzas externas, o vibraciones externas excitadoras por transmisión de vibración.

Para que un sistema mecánico vibre, debe tener dos propiedades físicas: masa y rigidez. La rigidez actúa como fuerza restauradora tendiendo a recuperar la posición de equilibrio. Por lo que, todos los sistemas mecánicos son susceptibles a vibrar, dado que poseen estas dos propiedades.

Sin embargo, no todos los sistemas mecánicos vibran de la misma manera, ya que la magnitud de vibración depende de varios parámetros y factores. A modo de ejemplo:

- La magnitud de fuerza excitadora.

- La razón de frecuencias, que es la relación entre la frecuencia propia del sistema y la de excitación.
- El amortiguamiento, etc.

Existen varias clasificaciones de la vibración, una de ellas es la que nos conduce a los siguientes tipos:

- Vibración forzada: tiene lugar cuando existe una fuerza exterior que mantiene la vibración del sistema.
- Vibración libre, se da cuando no existe dicha fuerza exterior que mantenga la oscilación.
- Vibración autoexcitada: en la que la excitación es interna. Por la inercia de los elementos rotatorios por ejemplo.

También puede hablarse de vibración amortiguada y no amortiguada. El amortiguamiento es debido a la existencia de fuerzas pasivas. Es decir, fuerzas que disipan energía como la fuerza de rozamiento, la fricción interna en un sólido y la viscosidad en caso de fluidos. Entonces, en presencia de las fuerzas pasivas, la vibración es amortiguada, y en caso contrario es no amortiguada.

Teóricamente, la vibración libre no amortiguada continúa indefinidamente porque no se disipa energía, ya que no hay fuerzas que frenen al movimiento. Pero en realidad, siempre existe algún amortiguamiento, aunque sea pequeño, que al final detendrá la vibración. En la vibración forzada, la oscilación puede continuar siempre que la fuerza excitadora sea capaz de vencer a las fuerzas pasivas [13].

De forma general, las vibraciones son indeseadas porque:

- Provocan perturbaciones,
- Inducen ruidos desagradables y molestos.
- Reducen la comodidad de los usuarios y la sensación de seguridad, sobre todo en estructuras.
- Producen colapsos por fatiga.
- Afectan negativamente a la calidad de las piezas obtenidas mediante las máquinas de mecanizado por arranque de viruta, etc.

Sin embargo, cuando la vibración es controlada y generada intencionadamente de una cierta forma, según la aplicación, se convierte en un fenómeno favorable, agradable y útil. De esta manera, se puede encontrar unas aplicaciones de vibración para eliminar las rebabas de las piezas pequeñas después de haber sido procesadas. Un caso es la eliminación de rebabas

de aros de pistón que residen después de un proceso de rectificado, o eliminar las rebabas en general cuando se desea o conviene evitar el achaflanado, mezclando las piezas a desbarbar con un abrasivo plástico y un líquido apropiado para este uso [53] [54].

Otra aplicación de las vibraciones intencionadas es la orientación de piezas que requieren de una posición determinada dentro de una línea productiva automatizada, o dentro de una línea de montaje y embalaje [55] [56].

Los sistemas vibratorios se representan con modelos matemáticos muy elementales, luego, si se desea obtener resultados más precisos, se refinan con la inclusión de más componentes o detalles.

Los sistemas vibratorios se modelan con muelles caracterizados por una constante de elasticidad k , amortiguadores cuya constante de amortiguación es c , en caso de que exista amortiguamiento, y bloques de masa m .

Por ejemplo, un torno se puede modelar, de la forma más simple que hay, como un bloque de masa m_t , unido al suelo por medio de un muelle de rigidez k_t , montado en paralelo con un amortiguador cuya constante de amortiguación es c_t .

Sin embargo, es posible recurrir a modelarlo en partes distintas, cada una de ellas representada por su correspondiente masa, rigidez y constante de amortiguación, lo cual complica el estudio de la vibración que tal vez, no aporte precisión considerable a los resultados que merezca refinamiento del modelo matemático. Se puede consultar un ejemplo de refinamiento del modelo matemático en la página 19 de la referencia [2].

Así pues, para estudiar la vibración del torno en el eje vertical Y , se puede hacer servir el modelo representado en la fig. 3.10.

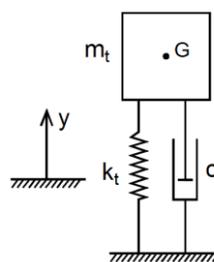


Fig. 3.10. Modelo matemático del torno en el eje vertical.

Cuando la vibración no es aleatoria y posible de describir analíticamente, se puede obtener la función matemática correspondiente integrando la ecuación de movimiento, que se obtiene aplicando la ley de Newton. Existen otros métodos para obtener la ecuación de movimiento llamados métodos energéticos, que se basan en la aplicación de los conocimientos de física como el teorema de energía cinética.

Para el sistema de la fig. 3.10, cuando vibra libremente, la ecuación de movimiento viene dada por la ec. 3.1, obtención de la cual se explica a continuación.

Aplicando la ley de Newton sobre el sistema de la fig. 3.10:

$$-k_t \cdot y - c_t \cdot \dot{y} - m_t \cdot g = m_t \cdot \ddot{y}$$

Donde g es la constante de gravedad, \dot{y} y \ddot{y} son la primera y la segunda derivada de $y(t)$ con respecto al tiempo respectivamente. Es decir, la velocidad y aceleración del sistema respectivamente. Se indica que por motivos de simplicidad no se escribe la variable temporal t , y las fuerzas elástica y de amortiguación son negativas porque se oponen al movimiento.

Reordenando,

$$m_t \cdot \ddot{y} + c_t \cdot \dot{y} + k_t \cdot y = m_t \cdot g \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Integrando la ecuación ec. 3.1 se obtiene la función matemática la de vibración en el eje vertical para unas determinadas condiciones iniciales. Dicha función tiene la forma mostrada en la fig. 3.11 (a).

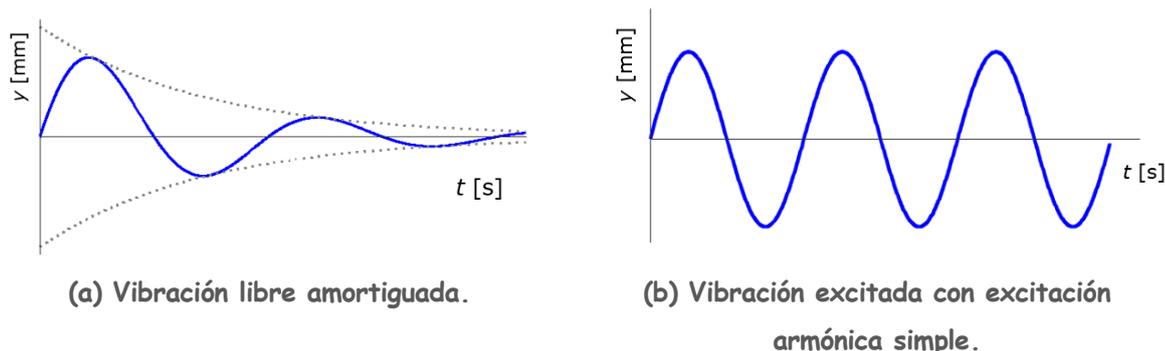


Fig. 3.11. Solución cualitativa de un sistema vibratorio.

Cuando la vibración es excitada, la solución de desplazamiento es de la misma naturaleza de la fuerza excitadora, además de tener la misma frecuencia. Por ejemplo, para una fuerza excitadora armónica simple, se obtiene una solución análoga a la mostrada en la fig. 3.11 (b). Cuando la vibración es excitada, también cuando es autoexcitada, aparecerá otro término en la semiecuación derecha de la ec. 3.1, cuyo signo dependerá del sentido de la fuerza excitadora.

Siguiendo el mismo procedimiento para el estudio de la vibración en la dirección horizontal X , se llega a una expresión análoga pero sin el término $m_t \cdot g$. Porque es compensado por la fuerza normal que aplica el suelo sobre el sistema, ver la fig. 3.12.

Notar la presencia de ruedas en los modelos correspondientes a la vibración en el eje X. El motivo es para que no apareciera un término en la ecuación de movimiento que corresponde al rozamiento del bloque con el suelo, ya que se asume que el término $c \cdot \dot{y}$, representa todas las fuerzas pasivas presentes.

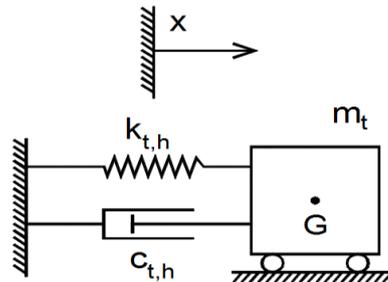


Fig. 3.12. Modelo de torno en el eje horizontal.

El estudio que se acaba de hacer es de un grado de libertad, puesto que el movimiento se ha descrito por una sola coordenada. Sin embargo, la refinación del modelo matemático inicial conllevará al aumento de los grados de libertad.

El modelo matemático de la herramienta de cilindrado puede aproximarse al de una viga en voladizo (fig. 3.13), que es un sistema de infinitos grados de libertad por ser un medio continuo, y que puede ser estudiado como sistema de 1 GL reducido al extremo libre.

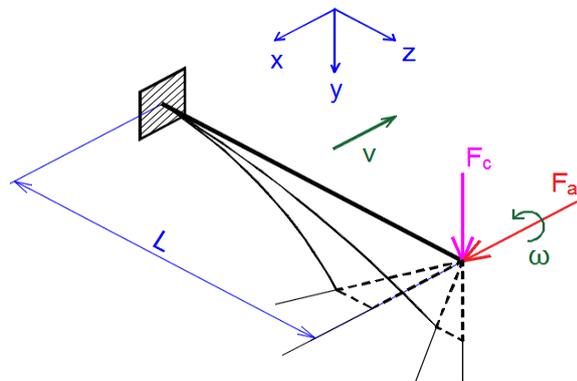


Fig. 3.13. Modelo estructural de la herramienta.

Dadas las condiciones de sujeción de la herramienta, que a priori, es una sujeción mediante dos tornillos o más, puede considerarse una viga empotrada en un extremo y libre en el otro. En realidad, esta hipótesis no es completamente cierta, ya que, teóricamente, es posible el giro de la sección transversal en el punto de “empotramiento” con respecto a la dirección vertical.

De la fig. 3.4 se puede intuir que la herramienta se somete durante el cilindrado a dos fuerzas en el extremo libre, una contenida en el plano horizontal y otra en el vertical. Por tanto, habrá

desplazamiento de la herramienta en las dos direcciones paralelas a las fuerzas aplicadas.

La fuerza vertical es una fuerza de acción y se denomina fuerza de corte F_c , mientras que la horizontal se llama fuerza de avance F_a , y es una fuerza de reacción dado que la herramienta es quién se mueve en esta dirección.

Como se aprecia en la elástica o flecha representada en la fig. 3.13, habrá otro desplazamiento en el eje Z consiguiente de los dos desplazamientos predichos. Entonces, el desplazamiento de la punta de cuchilla en los dos planos puede influir en la tolerancia y el acabado superficial de la superficie obtenida si no se mantenga constante durante la pasada. Evidentemente, interesa que influya positivamente.

En definitiva, la vibración puede estudiarse por separado en dos planos. Se espera o se piensa que la vibración en el plano vertical pueda ser perjudicial al acabado superficial, por lo que debería ser reducida lo máximo posible. Esta finalidad es posible de conseguir actuando sobre la rigidez de la herramienta con respecto a la dirección X, así como sobre la excitación en el plano YZ.

Con la teoría de la resistencia de materiales se tiene que, para una viga en voladizo de longitud L , solicitada por una carga puntual en su extremo libre F , la flecha estática $\delta(u)$, viene dada por la ec. 3.2 (ver fig. 3.14).

$$\delta(x) = \frac{F}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (L - u)^2 \cdot (2L + u) \quad (\text{Ec. 3.2})$$

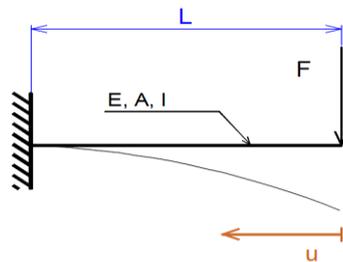


Fig. 3.14. Viga en voladizo.

Donde I es el momento de inercia de la sección transversal y E es el módulo de Young del material del mango de herramienta. Entonces, para u igual a cero, es decir, en el extremo libre de la herramienta, la flecha estática es máxima, δ .

$$\delta = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

De otro lado, se conoce que para un sistema lineal, la constante de rigidez elástica es el cociente de la fuerza y el desplazamiento. Por tanto:

$$k = \frac{3 \cdot E \cdot I}{L^3} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Que no depende del módulo o magnitud de la fuerza aplicada. Entonces, es posible reducir o incrementar la amplitud de vibración, según qué se desee, actuando sobre:

- El material del mango.
- La longitud del voladizo.
- Las propiedades de la sección transversal. Concretamente la altura, anchura, diámetro y forma de la misma.

La forma normalmente es cuadrada, rectangular o cilíndrica. Aparentemente, la más adecuada para este trabajo es la rectangular porque es la que facilita atenuar el desplazamiento y la vibración en el plano vertical.

Por ahora se conoce todos los datos para construir los modelos matemáticos del sistema vibratorio, es decir, la herramienta de corte, a excepción de la constante de amortiguación que puede ser determinada experimentalmente, a no ser despreciable. En la fig. 3.15 se muestran los modelos correspondientes en caso de ausencia y presencia de amortiguamiento.

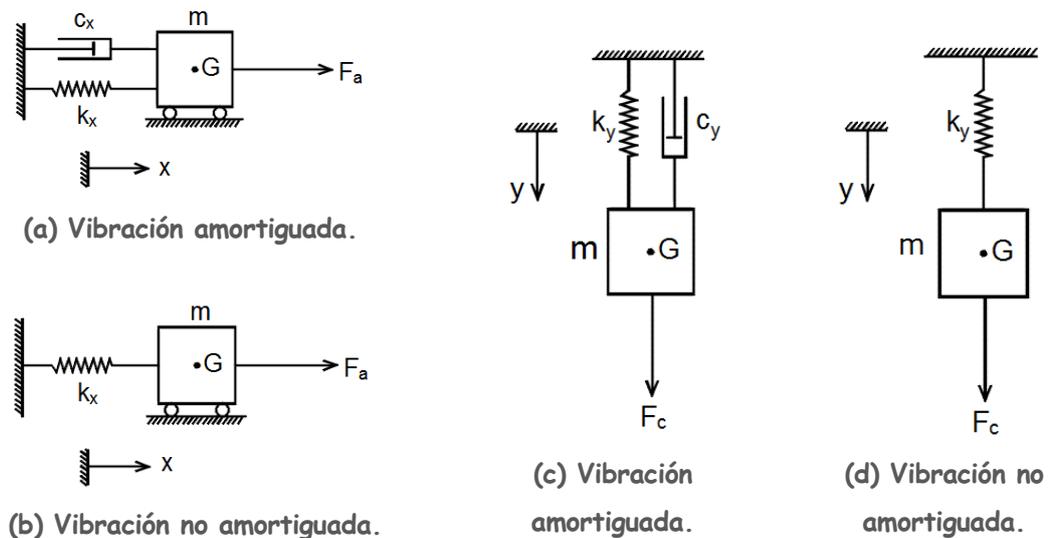


Fig. 3.15. Los modelos matemáticos de la herramienta de cilindrado.

El peso de la herramienta puede ser despreciado en la ecuación de movimiento puesto que es muy pequeño con respecto a las cargas aplicadas.

A continuación se va a definir un parámetro de los sistemas vibratorios que es muy importante en el estudio de vibraciones.

La frecuencia natural que se llama también frecuencia propia, es aquella propiedad del

sistema a la que vibra una vez desaparecida la perturbación o excitación. Un sistema puede tener tantas frecuencias naturales como grados de libertad (GL) tenga. Por ende, un sistema de 1 GL tiene una sola frecuencia propia f_0 , cuya unidad es el Hercio Hz, y que es equivalente al s^{-1} .

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Siendo k expresada en N/m y m en kg.

Cuando la frecuencia de excitación de un sistema no amortiguado es igual a la frecuencia natural, se dice que el sistema está en resonancia. Es decir, la razón de frecuencias ρ , es igual a uno. Sin embargo, cuando existe amortiguamiento, la resonancia se produce a un valor de ρ ligeramente inferior a la unidad, dependiendo de la razón de amortiguamiento ζ , que viene dado por la ec. 3.6.

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k \cdot m}} \quad (\text{Ec. 3.6})$$

El cálculo de la frecuencia propia puede requerir a veces de las denominadas, masa y constante elástica reducidas a una coordenada, para estudiar la vibración de un sistema de varios GL como si fuese de 1GL, haciendo servir métodos energéticos basados en la energía cinética y potencial de todo el sistema.

Si la sección transversal de la herramienta no es bisimétrica, el momento de inercia cambia según el eje de flexión de la misma. Por tanto, la constante elástica para la vibración en las direcciones vertical y horizontal respectivamente es:

$$k_x = \frac{3 \cdot E \cdot I_y}{L^3} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

$$k_y = \frac{3 \cdot E \cdot I_x}{L^3} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Se sabe que la energía cinética E_c , de un cuerpo rígido de masa M , es igual a la mitad del producto de su masa por la velocidad del centro de gravedad elevada al cuadrado:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2 \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Basando en esta definición se va a determinar la masa de la herramienta reducida a la punta de cuchilla. Para ello se considera la vibración en el plano YZ, ya que el procedimiento es idéntico para la vibración en el plano XZ.

Como se puede dar cuenta, la velocidad a lo largo de la herramienta no es constante, sino que a cada diferencial de m , dm , le corresponde una velocidad $y(z)$. Por tanto, la velocidad es función de z . Por ende, la energía cinética de la herramienta E_c es:

$$E_{c,y} = \frac{1}{2} \cdot \int_0^m dm \cdot (\dot{y}(z))^2 \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Definiendo la densidad lineal de la herramienta ψ ,

$$\psi = \frac{dm}{dz} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

Y considerando que el mango de la herramienta es uniforme, resulta que ψ es constante.

$$\psi = \frac{m}{L} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

Igualando ec. 3.11 y ec. 3.12 y despejando se obtiene:

$$dm = \frac{m}{L} \cdot dz \quad (\text{Ec. 3.13})$$

De ec. 3.2 y ec. 3.3 se puede deducir:

$$y(z) = \frac{1}{2L^3} \cdot y_{\max} \cdot (L-z)^2 \cdot (2L+z) \quad (\text{Ec. 3.14})$$

Derivando con respecto al tiempo t , asumiendo que z no varía con el tiempo se obtiene:

$$\dot{y}(z) = \frac{1}{2L^3} \cdot \dot{y}_{\max} \cdot (L-z)^2 \cdot (2L+z) \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Sustituyendo ec. 3.13 y ec. 3.15 en ec. 3.10 resulta:

$$E_{c,y} = \frac{1}{2} \cdot \int_0^L \frac{m}{L} \cdot \left[\frac{\dot{y}_{\max}}{2L^3} \cdot (L-z)^2 \cdot (2L+z) \right]^2 \cdot dz \quad (\text{Ec. 3.16})$$

Reordenando y operando:

$$E_{c,y} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m}{L} \cdot \frac{(\dot{y}_{\max})^2}{4L^6} \int_0^L [(L-z)^2 \cdot (2L+z)]^2 dz = \frac{1}{2} \cdot \frac{m}{L} \cdot \frac{(\dot{y}_{\max})^2}{4L^6} \cdot \left(\frac{33}{35} \cdot L^7 \right)$$

$$E_{c,y} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{33}{140} \cdot m \right) \cdot (\dot{y}_{\max})^2 \quad (\text{Ec. 3.17})$$

Comparando la ec. 3.9 con la ec. 3.17 se deduce la masa reducida de la herramienta m_{red} .

$$m_{red} = \frac{33}{140} \cdot m \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Que no supera el 24 % de la masa correspondiente al voladizo, que en sí es muy baja. Por tanto, el descarte del peso del voladizo en las ecuaciones de movimiento es razonable. No obstante, para el cálculo de la frecuencia natural no está permitido dado que eso dará lugar a una frecuencia infinita tal como se puede comprobar mediante la ec. 3.5.

Por consiguiente,

$$f_{0,x} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{140 \cdot E \cdot I_y}{11 \cdot m \cdot L^3}} \quad (\text{Ec. 3.19})$$

$$f_{0,y} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{140 \cdot E \cdot I_x}{11 \cdot m \cdot L^3}} \quad (\text{Ec. 3.20})$$

Este resultado es interesante en caso de querer una mayor amplitud de vibración con la mínima magnitud de excitación posible, ya que en resonancia el factor de amplificación es máximo o próximo al máximo.

Teóricamente, en las condiciones expuestas anteriormente en la fig. 3.15 por ejemplo, si se descartan las vibraciones que pueden ser transmitidas a la torreta por la máquina, la herramienta tendrá un comportamiento estático durante el cilindrado. Por ende, para que tenga un comportamiento dinámico se ha de producir una variación cíclica en los desplazamientos $x(z)$ y $y(z)$, lo cual es el objetivo para alcanzar. En ese caso, las fuerzas externas netas son funciones del tiempo: $F_x(t)$ y $F_y(t)$.

4. MÉTODOS DE EXCITACIÓN DE LA VIBRACIÓN

El factor fundamental de diseño de esta herramienta asistida por vibración es la fuente que se hará servir para provocar la vibración. La concepción de las piezas integrantes y la selección de materiales dependerán del método escogido. Por lo tanto, parece ser lógico el comienzo por la selección del método de excitación de vibración.

Procediendo, se pretende averiguar qué alternativas conceptuales pueden ser aplicadas en este trabajo.

4.1. Despliegue de alternativas conceptuales

4.1.1. Material piezoeléctrico

Los materiales pueden ser clasificados según la conductividad eléctrica, que es el resultado del movimiento de portadores de carga dentro del material. Según esta propiedad eléctrica los materiales pueden ser:

- Conductores, son metales con altos valores de conductividad
- Aislantes o dieléctricos, son materiales con pequeños valores de conductividad: cerámicas, vidrios y polímeros; pero de forma general, ya que existen polímeros conductores.
- Semiconductores, son los materiales que poseen valores intermedios de conductividad.

En la tabla 4.1, se muestra un par de materiales pertenecientes a cada tipo para dar una idea sobre el orden de magnitud de la conductividad eléctrica de cada tipo.

Tabla 4.1. Conductividad eléctrica de algunos materiales a la temperatura ambiente [6].

Material	Ejemplo	Conductividad [$\Omega^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$]
Conductores	Aluminio (recocido)	$35,36 \times 10^6$
	Cobre (recocido)	$58,00 \times 10^6$
Semiconductores	Germanio (alta pureza)	2,00
	Sulfato de plomo (alta pureza)	38,4
Aislantes	Oxido de aluminio	$10^{-10} - 10^{-12}$
	Vidrio de borosilicato	10^{-13}

Dentro del grupo de los aislantes, hay una familia de materiales que poseen una propiedad útil y única, los ferroeléctricos, que manifiestan un fenómeno del cual derivan sus aplicaciones

en la tecnología, llamada piezoelectricidad. La piezoelectricidad es una habilidad que poseen algunos cristales para convertir energía mecánica en eléctrica y viceversa. El prefijo “piezo” proviene del griego y significa hacer presión.

No obstante, la piezoelectricidad tiene dependencia con la temperatura, de modo que se pierde a temperaturas superiores a la temperatura crítica llamada también punto de Curie. Esta temperatura varía de un piezoelectrico a otro, por ejemplo, para el titanato de bario es de 120 °C.

La conversión de energía mecánica a eléctrica se denomina efecto piezoelectrico motor, o efecto directo, en el que la aplicación de un esfuerzo causa la aparición de voltaje en el material piezoelectrico.

La piezoelectricidad está dada por los centros de gravedad de las cargas eléctricas positivas y negativas. Un esfuerzo aplicado, provoca disociación de los mismos, por ende, aparecen en la masa dipolos elementales (ver fig. 4.1). Cuando los dipolos son permanentes, los cristales piezoelectricos presentan una diferencia de carga en reposo también.

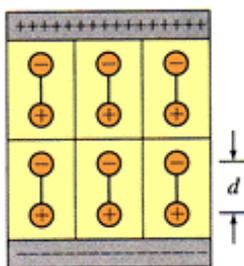


Fig. 4.1. Dipolos dentro de un piezoelectrico [34].

Existen once sistemas cristalinos de un total de 32 que tienen un centro de simetría, es decir, no son piezoelectricos, porque al aplicar un esfuerzo mecánico no existirá momento dipolar generado, ya que los movimientos iónicos son simétricos. De los 21 que quedan, que carecen de un centro de simetría, 20 exhiben el desarrollo de polarización dieléctrica cuando están sujetos a un esfuerzo. En consecuencia, son materiales piezoelectricos [4].

De otro lado, se llama efecto piezoelectrico generador, o efecto inverso, a la conversión de energía eléctrica en mecánica, en la cual, la aplicación de un voltaje produce presión mecánica en el material piezoelectrico, y por ende, una deformación o variación de dimensiones. En la fig. 4.2 se representan los dos efectos de piezoelectricidad.

Como se puede notar en la fig. 4.2 (b), la polaridad de la fuente eléctrica tiene efecto en el tipo de deformación producida en el piezoelectrico. De manera que puede ser sometido a tracción y compresión sucesivas, lo cual es interesante para la aplicación que se pretende y logable empleando una fuente de corriente eléctrica alterna.

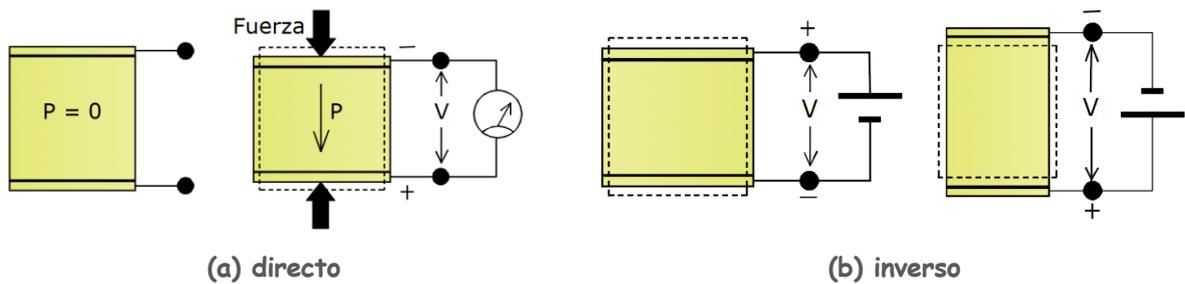


Fig. 4.2. Efectos piezoeléctricos [4].

Los materiales ferroeléctricos son todos piezoeléctricos, pero no todos los piezoeléctricos son ferroeléctricos. Los piezoeléctricos pueden ser naturales o sintéticos, incluyen los titanatos de bario y plomo: BaTiO_3 y PbTiO_3 respectivamente, el circonato de plomo, PbZrO_3 , el fosfato monoamónico, $\text{NH}_4\text{H}_2\text{PO}_4$ y el cuarzo, SiO_2 [3]. Además del óxido de cinc, ZnO , fluoruro de polivinilideno, PVDF, el hueso y la seda [4].

Los efectos de piezoelectricidad directo e inverso pueden describirse con la ec. 4.1 y ec. 4.2 respectivamente [5]:

$$\xi = g \cdot \sigma \quad (\text{Ec. 4.1})$$

$$\varepsilon = d \cdot \xi \quad (\text{Ec. 4.2})$$

Donde ξ es el campo eléctrico en V/m , que es equivalente a N/C , σ es el esfuerzo aplicado en Pa , ε es la deformación adimensional, d es el coeficiente piezoeléctrico que depende del material en C/N , y g es otra constante del material. La tabla 4.2 muestra los valores típicos para la constante piezoeléctrica de algunos materiales.

Tabla 4.2. Constante piezoeléctrica de algunos materiales [5].

Material	Coficiente piezoeléctrico, d [C/N]
SiO_2	$2,3 \times 10^{-12}$
BaTiO_3	100×10^{-12}
PbZrTiO_6	250×10^{-12}
PbNb_2O_6	80×10^{-12}

Se indica que los valores son orientativos y varían según las referencias consultadas, incluso pueden variar de una edición a otra de un mismo libro.

La vibración de un material, refiriendo a la magnitud de desplazamiento o deformación, debería tener lugar dentro de la zona elástica, puesto que en la zona plástica no se recupera la posición inicial, es decir, no hay oscilación alrededor de la posición de equilibrio. Además,

la zona plástica actúa como amortiguador de vibración, ya que en ella se absorbe más la energía tendiendo a frenar la vibración.

Teniendo en cuenta lo predicho, se tiene que excitar la vibración sin superar la deformación que corresponde al límite elástico. Por tanto, de acuerdo con la ley de Hooke aplicada en una dimensión:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (\text{Ec. 4.3})$$

Siendo E el módulo de Young del material piezoeléctrico. Sustituyendo la ec. 4.1 y ec. 4.3 en ec. 4.2 se obtiene la relación entre las tres constantes del material g , d y E :

$$E = \frac{1}{g \cdot d} \quad (\text{Ec. 4.4})$$

Por tanto, conociendo el valor de d y E queda determinada la g .

A partir de la ley de Ohm, se obtiene la relación entre la intensidad del campo eléctrico E , en V/m , y la diferencia de potencial eléctrico V , en V , que hay entre los dipolos o extremos de una pieza piezoeléctrica [3]:

$$\xi = \frac{V}{L} \quad (\text{Ec. 4.5})$$

Donde L es la distancia entre los extremos de la pieza piezoeléctrica en m .

Para el presente trabajo interesa el efecto piezoeléctrico inverso, o sea, la ec. 4.2. Como que controlar y medir la tensión eléctrica entre los extremos o dipolos del piezoeléctrico es más fácil que controlar y medir la intensidad del campo eléctrico, conviene despejar la deformación unitaria en función del voltaje:

$$\varepsilon = d \cdot \frac{V}{L} \quad (\text{Ec. 4.6})$$

Cabe notar que esta relación está dada entre las amplitudes de la señal de tensión eléctrica y la señal de deformación mecánica, o, de forma general, es la relación instantánea entre las dos señales.

En el caso de corriente eléctrica continua, se considera que no hay variación de tensión, por tanto no hay dependencia con el tiempo. Con otras palabras, no hay vibración, excepto si se conecta y se desconecta la corriente sucesivamente. En cambio, si la corriente eléctrica es alterna se generará vibración en el piezoeléctrico.

Para una tensión eléctrica sinusoidal de pulsación ω , se tiene la siguiente expresión de desplazamiento en función del tiempo:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (\text{Ec. 4.7})$$

Siendo ε la amplitud de desplazamiento que viene dada por la ec. 4.8, en donde V_{eff} es el valor eficaz de la tensión eléctrica.

$$\varepsilon = \frac{d}{L} \cdot \sqrt{2} \cdot V_{eff} \quad (\text{Ec. 4.8})$$

Por consiguiente, dependiendo del tipo de la señal eléctrica, o señal excitadora, se obtiene una señal mecánica de la misma forma pero reducida o amplificada en una porción de d/L . La frecuencia de vibración de la pieza piezoeléctrica es igual a la frecuencia de excitación, por lo que, se consigue controlar los parámetros de la vibración que se desea producir.

De la ec. 4.7 se puede obtener una expresión más interesante que es la deformación absoluta ε_a , que tiene la unidad de L :

$$\varepsilon_a(t) = \varepsilon_a \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (\text{Ec. 4.9})$$

En donde,

$$\varepsilon_a = \varepsilon \cdot L \quad (\text{Ec. 4.10})$$

En la realidad, L no es constante mientras vibra el piezoeléctrico, sino que es función del tiempo. Pero es posible despreciar la variación de longitud puesto que es muy pequeña con respecto a su valor nominal o longitud en reposo. Por consiguiente, la longitud de la pieza piezoeléctrica debe ser diseñada lo bastante grande. De modo que la amplitud de vibración sea despreciable en comparación con ella. De todos modos, se puede demostrar analíticamente que la deformación absoluta es independiente de L . Aparte de eso, importa más conocer la deformación absoluta que la adimensional:

$$\varepsilon \cdot L = d \cdot \frac{V}{L} \cdot L \quad (\text{Ec. 4.11})$$

Por tanto:

$$\varepsilon_a(t) = d \cdot V \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (\text{Ec. 4.12})$$

Dado que la señal de vibración es del mismo tipo que la señal de excitación, y gracias a la disponibilidad de varios tipos de señales eléctricas, es posible conseguir vibraciones representables con las funciones mostradas en la fig. 4.3, que son todas funciones periódicas.

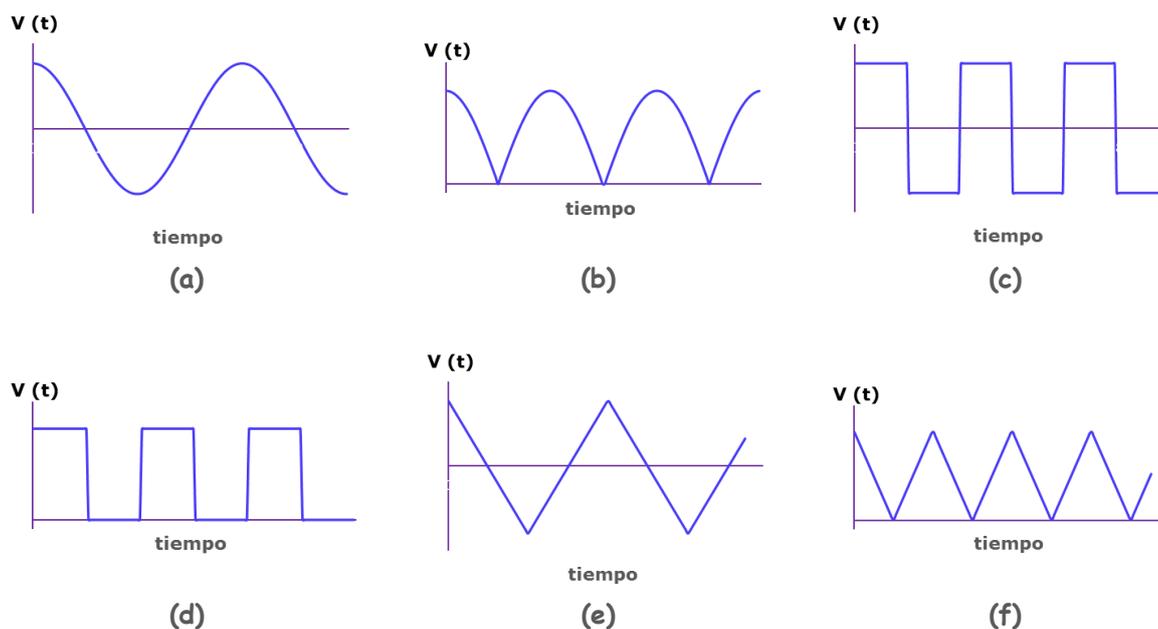


Fig. 4.3. Señales eléctricas que se pueden hacer servir para la excitación.

Sin embargo, no se prevé que tengan el mismo efecto sobre el mecanizado, sobre todo la vida útil de la herramienta. Porque algunas causarán golpes y choques de la cuchilla contra la pieza que pueden plasmarse en ruptura y desgaste de los filos. Concretamente, las señales (c) y (d).

Tal vez, las más adecuadas desde el punto de vista de la vida útil de herramienta son las señales (e) y (f), porque permiten un cambio gradual y más suave en el desplazamiento oscilatorio de la punta de herramienta. En cambio, para la señal (c), menos que ella la señal (d), el cambio precipitado se ve más brusco.

Las señales simétricas con respecto al eje de abscisas implican la atracción y compresión sucesivas de la pieza piezoeléctrica, lo cual es alcanzable con los materiales piezoeléctricos. Mientras que las señales de excitación que no presentan simetría con respecto al eje de abscisas, implican que la pieza piezoeléctrica recupera su posición inicial después de haber sido traccionada, sin llegar a ser comprimida por causa de la excitación eléctrica. No obstante, puede ser sometida a compresión por la fuerza de corte y las fuerzas de montaje y unión, según donde se situó la pieza piezoeléctrica dentro de la herramienta.

De todos modos, una vez diseñada la herramienta y fabricado un prototipo, conviene ensayarla con diferentes señales eléctricas de excitación e ir comparando para elegir la más idónea. Siempre y cuando se disponga de las fuentes eléctricas capaces de suministrar esas señales eléctricas.

4.1.2. Micromotor desequilibrado

Es conocido que los elementos rotatorios que giran con excentricidad son causantes de vibración de los cuerpos que los contienen. A continuación se va a analizar la posibilidad de excitar la herramienta haciendo servir un rotor desequilibrado. Para ello se aplica la ley de Newton de rotación que enuncia que la fuerza resultante F_R , aplicada sobre una masa en rotación m es:

$$F_R = m \cdot \frac{v^2}{r} \quad (\text{Ec. 4.13})$$

Donde v es la velocidad lineal del centro de gravedad de la masa rotatoria en m/s, y r es el radio de la circunferencia descrita por éste en m. La masa está expresada en kg y la fuerza resultante o neta en newton, N.

Es sabido que v es el producto de la velocidad angular [s^{-1}] y el radio r [m]. Sustituyendo en la ec. 4.13:

$$F_R = m \cdot \omega^2 \cdot r \quad (\text{Ec. 4.14})$$

De la ec. 4.14 se intuye, o se deriva otra expresión que corresponde a un rotor que gira con excentricidad con respecto al eje de transmisión de movimiento, teniendo en cuenta que el radio r , en este caso es igual a la excentricidad e :

$$F_R = m \cdot \omega^2 \cdot e \quad (\text{Ec. 4.15})$$

Entonces, en el caso de un cuerpo axisimétrico solidario a un eje de transmisión de movimiento rígido, teóricamente, la trayectoria descrita por su centro de gravedad tiene radio nulo, lo que significa la nulidad de la fuerza resultante. Sin embargo, si este cuerpo no es axisimétrico, su centro de gravedad no pertenece al eje de revolución, lo cual implica que describe una trayectoria cuyo radio es diferente a cero. Por ende, la fuerza neta también es no nula.

En cambio, independientemente de si el rotor es axisimétrico o no, cuando está en movimiento y gira con excentricidad con respecto al eje de rotación al que se sujeta, según el principio de acción y reacción aparece una fuerza aplicada al eje, igual a la fuerza dada por la ec. 4.14 en magnitud pero de sentido contrario. Lo cual provoca una desalineación del eje dado que una fuerza genera desplazamiento o deformación. Por consiguiente, se produce la vibración del sistema.

Ahora bien, la herramienta debe tener unas dimensiones limitadas y no exageradas, debido a las características del torneado recto. Entonces, es posible preguntar, ¿es aplicable esta

alternativa en el presente trabajo?

La respuesta es sí, gracias a la existencia en el mercado de un micromotor que tiene conectado a su eje una pequeña masa no simétrica, y que gira solidaria a su eje con el fin de generar vibración. Este micromotor se muestra en la fig. 4.4, y es el que se hace servir en muchos teléfonos móviles para producir vibración. También se usa en robótica gracias a su tamaño reducido, además de otras aplicaciones.



Fig. 4.4. Micromotores comerciales [18].

En la fig. 4.4 se muestran dos modelos de micromotores que se diferencian entre sí en la forma exterior y los materiales empleados, mientras que el principio de funcionamiento es el mismo, aparentemente. Los micromotores tienen dimensiones variables, pero son muy reducidas que pueden ser a veces menores que 10x8x4 milímetros.

La responsable por la producción de vibración es la pieza semicilíndrica unida al eje del micromotor, que gira sin deslizamiento y que se puede ver en la fig. 4.4. Concretamente, por el hecho de no exhibir simetría alrededor del eje de rotación. Los micromotores tienen precios muy bajos en caso de comprar series altas. Sin embargo, el precio de una sola unidad es también bajo, lo cual es una ventaja en él.

Existen vibradores de otro tipo utilizados también como vibrador de los teléfonos móviles, y tienen forma más compacta que los anteriores (ver fig. 4.5).



Fig. 4.5. Vibrador de tamaño más reducido [18].

En la tabla 4.3 se muestran las características más importantes de los tres vibradores facilitadas por un vendedor en su página Web.

Tabla 4.3. Algunas características de los tres vibradores [18].

	Vibrador de la		
	Fig. 4.4 (a)	Fig. 4.4 (b)	Fig. 4.5
Dimensiones [mm]	10 x 4 x 8	(*)	Ø10 x 2,5
Precio [€/unidad]	0,30	1,14	1,29
Tipo de venta	Lote de 100 u	Por unidad	Lote de 2 u
Tensión [V]	DC 1,5 - 3	DC 2,5 - 4,0	3
Corriente [A]	0,15 - 0,23A	0,07	80
Tamaño del excéntrico [mm]	4,4 x 4,4	(*)	(*)
Velocidad de rotación [min ⁻¹]	(*)	5 000	30 000
Material	(*)	(*)	Metal

(*) No facilitados por el comerciante.

La vibración que pueden producir los vibradores vistos anteriormente, puede ser amplificada considerablemente, según cómo se desarrolle la unión entre los mismos y la herramienta. De modo que la transmisión de vibración es igual a la unidad si la unión es rígida, mientras que puede aumentarse en muchos dobles en caso de ser una unión elástica. No obstante, es posible amplificar la vibración de la herramienta de forma muy simple, dejando un pequeño juego o holgura entre la pared de los dos elementos, vibrador y herramienta.

La explicación es que la masa excéntrica hace vibrar al conjunto vibrador de forma exagerada debido al peso pequeño de éste, lo cual produce desplazamientos grandes del mismo que lo convierten en otro excitador de la herramienta. En cambio, si las paredes del vibrador y la herramienta están pegadas entre sí, dicho desplazamiento no tiene lugar, o es pequeño, de manera que se puede considerar despreciable.

Alternativamente, es posible cambiar el peso del cuerpo no simétrico por ser desmontable, pero sin causar perjuicios al vibrador. Esto se logra cambiando el material a otro que posee mayor densidad, incluso, se puede recurrir a aumentar el volumen también, consiguiendo un mayor aumento del peso del cuerpo excéntrico.

Las pruebas hechas con algunos vibradores reciclados extraídos de teléfonos móviles, han facilitado concluir que la velocidad de giro del rotor del vibrador tiene dependencia con la tensión de alimentación. Se ha observado, de forma subjetiva, sin uso de aparatos de medida, que la velocidad de giro aumenta proporcionalmente y considerablemente con el aumento de tensión, experimentada en un rango de entre 1,5 V y 24 V.

De otro lado, en paralelo con lo anterior, se ha comprobado que los vibradores soportan tensiones mayores que la nominal. Pero, no se sabe si son capaces de funcionar correctamente a las tensiones más altas durante mucho tiempo sin sufrir problemas de fatiga o fallo por recalentamiento. En todo caso, no es difícil realizar esta comprobación si fuera necesario.

El movimiento del centro de gravedad de la masa desequilibrada puede describirse mediante una función periódica. Para conseguirlo, se considera la fig. 4.6 en la que por simplicidad, se ha representado solo el centro de gravedad de la masa mediante un pequeño disco.

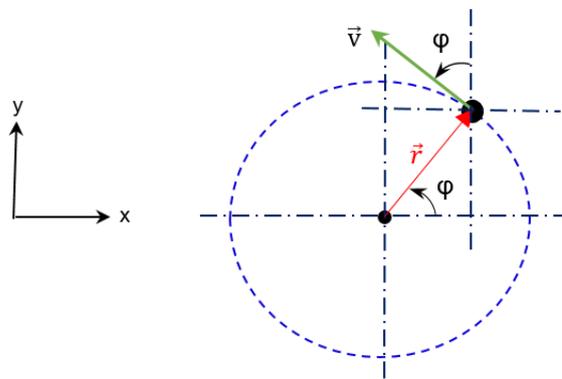


Fig. 4.6. Croquis representativo del movimiento del centro de gravedad de un cuerpo rígido en rotación.

El movimiento del centro de gravedad se divide en dos componentes, la componente horizontal $x(t)$, y la componente vertical $y(t)$, tal que:

$$x(t) = r \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (\text{Ec. 4.16})$$

$$y(t) = r \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (\text{Ec. 4.17})$$

Donde,

$$\varphi = \omega \cdot t \quad (\text{Ec. 4.18})$$

Se conoce que,

$$\omega = n \cdot \frac{\pi}{30} \quad (\text{Ec. 4.19})$$

Siendo n la velocidad de rotación en min^{-1} . Por tanto las ecuaciones ec. 4.16 y ec. 4.17 resultan:

$$x(t) = r \cdot \cos\left(n \cdot \frac{\pi}{30} \cdot t\right) \quad (\text{Ec. 4.20})$$

$$y(t) = r \cdot \text{sen}\left(n \cdot \frac{\pi}{30} \cdot t\right) \quad (\text{Ec. 4.21})$$

De modo que es posible descomponer la fuerza resultante, ec. 4.15 en dos componentes,

cada una es excitadora de la vibración en una de las dos direcciones X y Y como sigue:

$$F_{R,x}(t) = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos\left(n \cdot \frac{\pi}{30} \cdot t\right) \quad (\text{Ec. 4.22})$$

$$F_{R,y}(t) = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \text{sen}\left(n \cdot \frac{\pi}{30} \cdot t\right) \quad (\text{Ec. 4.23})$$

La distancia r , mostrada en la fig. 4.6, depende de la geometría de la masa no simétrica. Existen fórmulas matemáticas para calcularla cuando se trata de geometrías uniformes y simples, y que se pueden encontrar en los libros de resistencia de materiales o en otras fuentes. La fig. 4.7 muestra las coordenadas del centro de gravedad de una sección transversal uniforme semicircular.

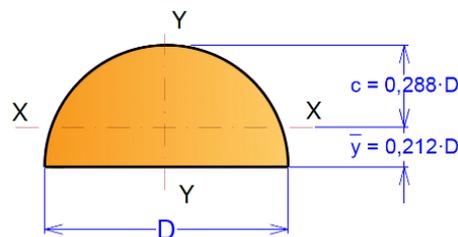


Fig. 4.7. Coordenadas del centro de gravedad del semicírculo.

Cuando la geometría es complicada y no es posible determinar analíticamente dichas coordenadas, una alternativa es recurrir a un programa CAD como es el SolidWorks, creando un modelo 3D y obteniendo el centro de gravedad además de muchas otras propiedades físicas si fuesen necesarias.

4.1.3. Fuerza electromagnética

Algunos materiales manifiestan una propiedad muy interesante por debajo de una temperatura crítica conocida como temperatura Curie, igual que los piezoeléctricos (ver tabla 4.4). Esta propiedad es la magnetización, que otorga a los materiales que la poseen muchas aplicaciones en la industria tales como transformadores, motores eléctricos de inducción, sensores, etc.

Tabla 4.4. Temperatura de Curie de algunos ferromagnéticos, T_{Curie} [8].

Sustancia	T_{Curie} [K]
Hierro	1 043
Níquel	631
Gadolinio	317
Cobalto	1 394

Sustancia	T_{Curie} [K]
Fe ₂ O ₃	893

Unas pocas sustancias cristalinas exhiben efectos magnéticos intensos, lo que se conoce como ferromagnetismo. Algunos ejemplos de sustancias ferromagnéticas son el hierro, cobalto, níquel, gadolinio y disprosio. Todos los materiales ferromagnéticos están constituidos por regiones microscópicas llamadas dominios, regiones dentro de las cuales todos los momentos magnéticos están alineados [11], ver fig. 4.8.

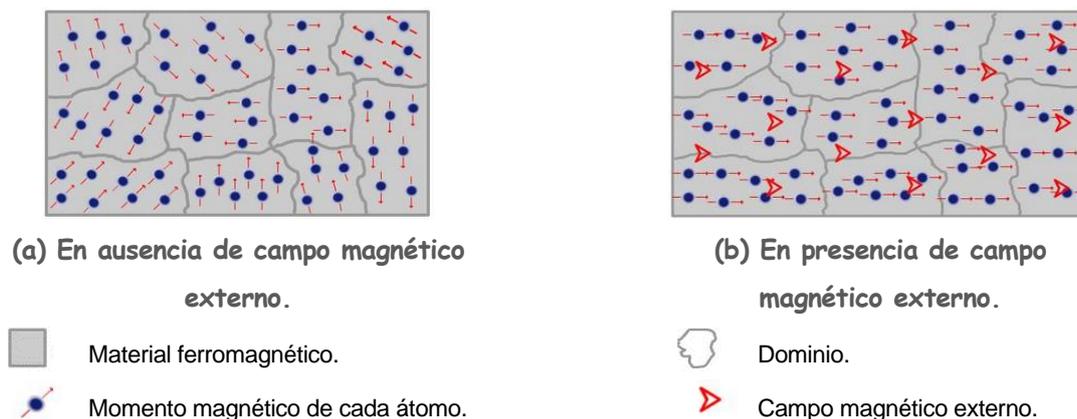


Fig. 4.8. Orientación del momento magnético en un ferromagnético [22].

La orientación del momento magnético dentro de los dominios está distribuida normalmente al azar. De manera que el momento magnético de unos dominios compensa al de otros y no aparece magnetismo a nivel macromolecular. No obstante, ante la presencia de un campo magnético externo, los momentos magnéticos de los dominios se alinean con él de modo que el material se comportará como un imán.

Sin embargo, al desaparecer el campo magnético algunos dominios mantienen la alineación que tenían sus momentos magnéticos durante la presencia del mismo. Por tanto, los materiales que exhiben esta habilidad pueden transformarse en imanes permanentes.

El campo magnético se representa mediante unas líneas imaginarias, continuas y cerradas llamadas líneas del campo magnético, que sirven para describir como varía éste en una región del espacio. Las regiones donde las líneas están muy cercas indican que el campo magnético es grande, y donde están separadas indican el contrario [9].

Las líneas de campo magnético se llaman también líneas de fuerza, y van del polo norte al polo sur de un imán, que son las dos regiones en que se presenta mayor concentración de las mismas. Al grupo de éstas se llama flujo magnético. La fig. 4.9 muestra cómo pueden trazarse las líneas de campo magnético de un imán de barra con la ayuda de unas brújulas. Las líneas del campo magnético son tridimensionales, pero en esta figura se han representado en dos dimensiones y con menos densidad por motivos de claridad.

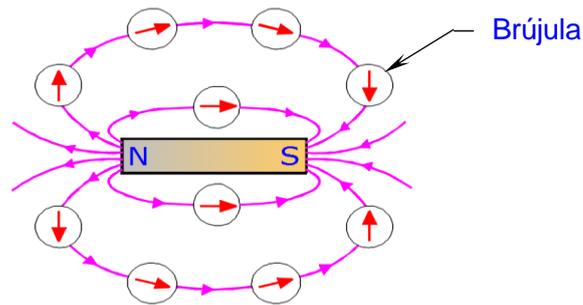


Fig. 4.9. Líneas del campo magnético en un imán de barra.

Un hecho conocido es que cuando se acercan dos imanes entre sí, cada uno ejerce una fuerza sobre el otro. La fuerza puede ser de atracción o de repulsión y se manifiesta aun si los imanes no se tocan. Cuando se acerca el polo norte de un imán al polo norte de otro imán, la fuerza entre ellos es de repulsión. De la misma manera, si se acercan los polos sur de dos imanes, la fuerza es de repulsión. Sin embargo, si se acerca el polo norte de un imán al polo sur de otro imán, la fuerza entre ellos es de atracción [10]. La fig. 4.10 ilustra este fenómeno, en la cual las flechas indican la dirección de la fuerza magnética.

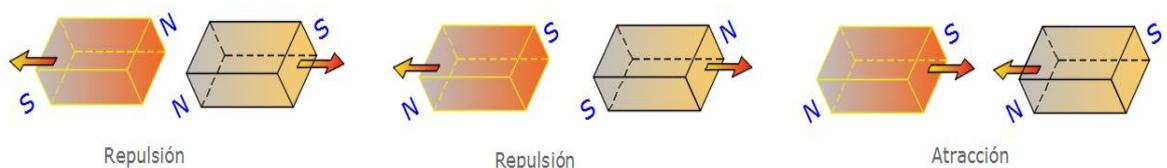
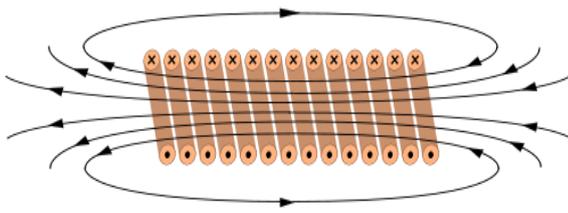


Fig. 4.10. Polos iguales de un imán se repelen y polos opuestos se atraen.

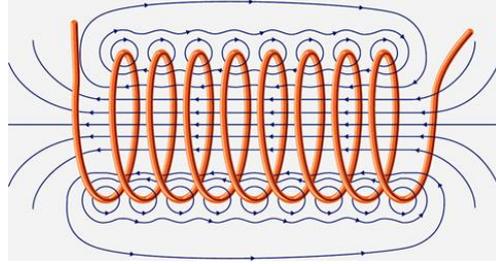
El campo magnético se crea mediante imanes y corrientes eléctricas. También ocurre el caso inverso. Es decir, crear una corriente eléctrica mediante un campo magnético, que es lo que enuncia la ley de Faraday.

Sabiendo que las líneas de campo magnético alrededor de un alambre que circula por él una corriente eléctrica son circulares y concéntricas, cuyos centros pertenecen al eje del conductor a lo largo del mismo, enrollando un alambre en forma de bobinas de modo que no haya espacio libre entre cada dos espiras adyacentes, todavía más de lo que se representa en la fig. 4.11 (a), se logra crear en la parte interna del solenoide un campo magnético casi uniforme e intenso. Mientras que en el exterior es débil y despreciable.

Como se observa, comparando la fig. 4.9 y fig. 4.11 (a), un solenoide tiene campo magnético similar al de un imán. Por tanto, una bobina es un electroimán que posee dos polos magnéticos norte y sur como cualquier imán. No obstante, el electroimán representa una ventaja muy importante para este trabajo con respecto a los imanes, consistente en la habilidad de alternar sus polos. Es decir, convertir momentáneamente el polo sur en norte y viceversa.



(a) Produce campo más intenso [31].



(b) Produce campo menos intenso [32].

Fig. 4.11. Enrollamiento del alambre, solenoide [8].

Según la ley de Ampere, la integral de línea de $\vec{B} \cdot d\vec{L}$ alrededor de cualquier trayectoria cerrada es igual a $\mu_0 \cdot I$, donde I es la corriente total estable que pasa a través de cualquier superficie limitada por la trayectoria cerrada, μ_0 es la permeabilidad magnética del vacío, B es el campo magnético y dL es un elemento diferencial de la longitud del alambre [8].

$$\oint \vec{B} \cdot d\vec{L} = \mu_0 \cdot I \quad (\text{Ec. 4.24})$$

La ley de Ampere aplicada a un solenoide conlleva a la siguiente expresión para el campo magnético B dentro de un solenoide:

$$B = \mu_0 \cdot n \cdot I \quad \left[\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{C} \cdot \text{m}} \right] \quad (\text{Ec. 4.25})$$

$$n = \frac{N}{L} \quad (\text{Ec. 4.26})$$

Donde N es el número total de espiras, L es la longitud del solenoide, no del alambre, y n es el número de espiras por unidad de longitud.

De la ec. 4.25 y ec. 4.26 se deduce que es posible aumentar el campo magnético de diferentes maneras que pueden ser aplicadas simultáneamente:

- Incrementando la intensidad de la corriente eléctrica
- Incrementando el número de espiras por unidad de longitud
- Introduciendo en el interior del solenoide un material cuya permeabilidad magnética es mayor que la del vacío. Es decir, un ferromagnético.

La ec. 4.25 se puede reescribir para cualquier material del núcleo cuya permeabilidad magnética es μ , de la siguiente manera:

$$B = \mu \cdot H \quad (\text{Ec. 4.27})$$

Donde,

$$H = \frac{N \cdot I}{L} \quad (\text{Ec. 4.28})$$

Denominada intensidad del campo magnético. Su unidad es el ampere vuelta por m, Av/m.

Representando B en función de H de las sustancias se obtiene la permeabilidad magnética que es la pendiente de la función $B(H)$ mostrada en la fig. 4.12.

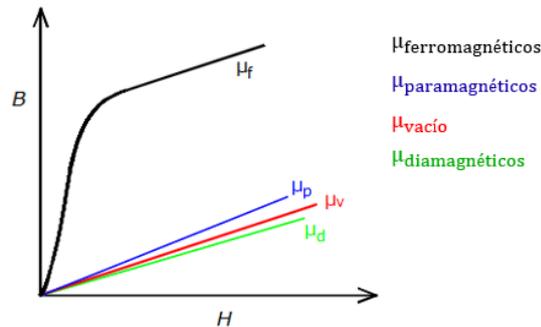


Fig. 4.12. Permeabilidad magnética de las sustancias.

Como se observa en esa figura, la permeabilidad magnética tiene valores constantes para el vacío, los diamagnéticos y los paramagnéticos, que tienen permeabilidades ligeramente menores y mayores que la del vacío respectivamente. Mientras se aprecia notablemente que la correspondiente a los ferromagnéticos es mucho mayor que la del vacío, aproximándose bastante a la unidad, aparte de ser variable. Sin embargo, los ferromagnéticos alcanzan un valor de saturación a partir del cual su permeabilidad es igual a la del vacío. En fin, queda ilustrado el incremento de B que aporta hacer el núcleo del solenoide con un ferromagnético.

Para tener una idea cuantitativa se ofrecen los valores de algunos ferromagnéticos de los más conocidos mostrados en la tabla 4.5. El aprovechamiento de estos valores altos de permeabilidad es extremadamente útil cuando no se dispone de grandes espacios como es el caso del presente trabajo, ya que interesa que la herramienta sea compacta.

Tabla 4.5. Permeabilidad relativa μ_r , de unos ferromagnéticos [24].

	Cobalto	Níquel	Acero dulce	Hierro con impurezas	Hierro purificado
$\mu_r = \mu/\mu_0$	250	600	2 000	5 000	200 000

Aparte de que los ferromagnéticos poseen una permeabilidad magnética superior a la del vacío, modifican la dirección de las líneas de fuerza, lo cual puede ser aprovechado para aumentar la densidad de las líneas de campo. Por tanto, es posible aumentar la intensidad del mismo llenando el vacío con un ferromagnético. La fig. 4.13 ilustra el efecto que tiene un material no magnético y otro magnético sobre las líneas de fuerza.

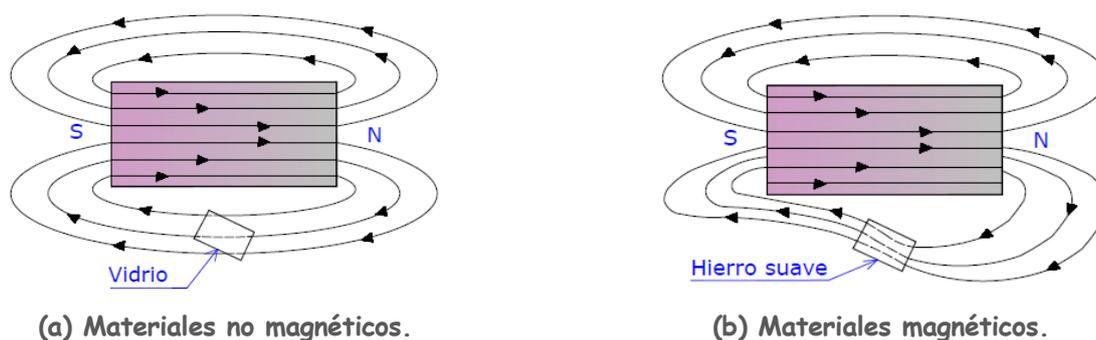


Fig. 4.13. Efecto de los materiales en un campo magnético.

Recordando lo precitado con relación a las fuerzas de atracción y repulsión entre imanes, se concluye que es posible producir vibración colocando un imán cerca de un solenoide, fijándolos a bancadas que admiten el movimiento relativo entre ellas y alternando los polos del solenoide, lo cual dará lugar a unas fuerzas de atracción y repulsión sucesivas. Por consiguiente, a la deformación con respecto a un punto de equilibrio que es la posición cuando no circula corriente por la bobina.

En cuanto a cómo conseguir eso, la respuesta es bien sencilla, alimentar al solenoide con corriente alterna. La corriente continua a nivel práctico es constante, por tanto, una bobina alimentada por una fuente de corriente continua genera un campo cuyos polos no se alternan entre sí.

Sin embargo, es posible conseguir la alternación de polaridad del electroimán mediante la corriente continua intercambiando la conexión de los polos de la fuente a las terminales del solenoide, o energizarlo y desenergizarlo sucesivamente. Pero esto implica dificultades constructivas y de funcionamiento deseado. Además, la disponibilidad de la corriente alterna permite prescindir de la corriente continua.

En definitiva, en caso de seleccionar a esta alternativa se recurrirá al uso de la corriente alterna, haciendo servir una fuente capaz de permitir el cambio de la frecuencia eléctrica, ya que es la que determinará la frecuencia de excitación de la herramienta.

Con relación a la amplitud de vibración, ésta dependerá del módulo de Young del material y la fuerza electromagnética que depende del campo magnético dado por la ec. 4.25. Desgraciadamente, hay la probabilidad de que el ferromagnético no responda con la rapidez suficiente a altas frecuencias eléctricas y no conseguir alternación de polaridad del electroimán.

Existe otra manera para el aprovechamiento de la fuerza electromagnética con la finalidad de provocación de vibración en la herramienta. Esta manera se representa en la fig. 4.14.

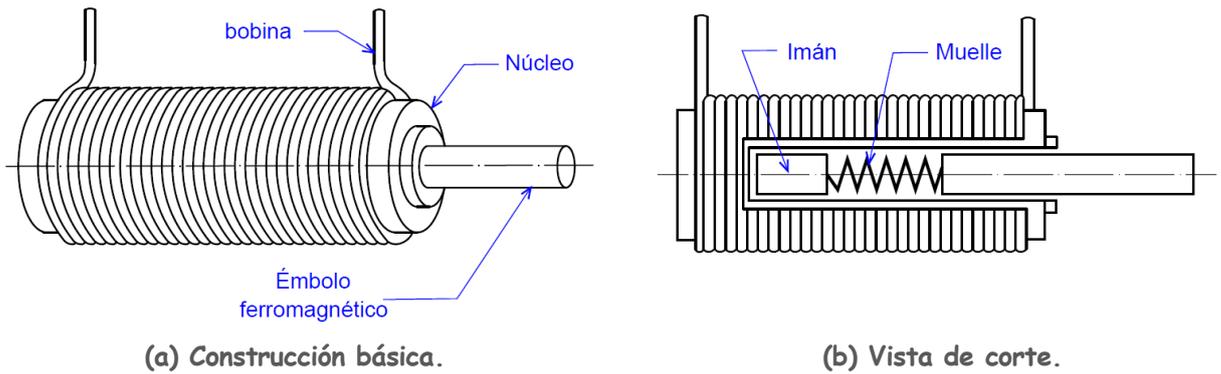


Fig. 4.14. Solenoide que tiene un mecanismo integrado.

La bobina está enrollada alrededor de una pieza no magnética que tiene forma hueca. Un imán estacionario está fijo y un núcleo ferromagnético deslizante (émbolo) está unido al imán estacionario por medio de un muelle de alta rigidez, para restringir la deformación y no perjudicar a la estabilidad de la herramienta.

Cuando el sistema es energizado por una corriente que recorre la bobina, se establece un campo electromagnético que magnetiza el émbolo. El polo sur del imán estacionario atrae al polo norte del émbolo móvil y causa que se deslice hacia dentro, por lo cual se retrae y comprime al resorte (fig. 4.15) [12].

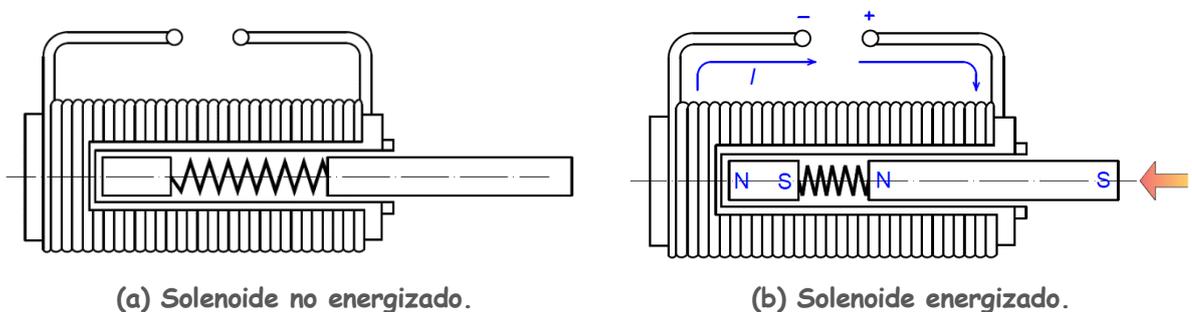


Fig. 4.15. Funcionamiento del mecanismo electromagnético.

Cuando se invierte el sentido de corriente eléctrica se invierte también la polaridad del émbolo magnetizado, lo que hace que se repela con el imán estacionario, produciendo movimiento del émbolo en sentido opuesto, gracias a la fuerza electromagnética de repulsión y a la fuerza elástica del muelle. El muelle tiene una función primordial puesto que actúa como amortiguador, evitando holguras y movimientos bruscos del émbolo en ambos sentidos que pueden dañar a los filos de corte.

El movimiento oscilatorio se logra usando una fuente de corriente eléctrica alterna, ya que con la corriente continua el émbolo permanece retraído o repelido por la fuerza magnética, según la disposición de los polos. Sin embargo, cuando la corriente se interrumpe, los campos

magnéticos colapsan y el muelle recupera su posición en reposo.

Con relación al imán, se vende en el mercado un imán muy potente con respecto a su tamaño, tiene una tracción sorprendente de 12,1 kg, lo que equivale a una fuerza superior a 117 N. Siendo su volumen de tan solo 20 mm de diámetro por una longitud de 10 mm. En la fig. 4.16 se puede ver una imagen de este imán.



Fig. 4.16. Imán de neodimio [30].

Ese imán es de neodimio formado por una triple capa de níquel, cobre y níquel de nuevo para evitar la corrosión.

4.1.4. Otras alternativas

Durante la búsqueda de alternativas se han encontrado otras formas para la excitación de vibración. Pero algunas de ellas no son fáciles de aplicar en este trabajo o no son viables. La más importante de esas alternativas es la consistente en el aprovechamiento de una propiedad que exhiben algunos materiales llamada magnetostricción.

El inconveniente de esta alternativa es la escasez de información sobre ella, por lo menos en los libros consultados y en la web. De manera que no ha sido posible formar una concepción suficiente sobre la misma de modo que sea posible su implementación.

La magnetostricción es una habilidad que tienen algunos materiales, en concreto ferromagnéticos, de cambiar su forma y deformarse en presencia de campos magnéticos variables. Este fenómeno es reversible, es decir, una deformación en estos materiales generada por un esfuerzo mecánico causa modificación de su magnetización.

También se puede generar vibración mediante los materiales con efecto térmico de memoria que poseen la capacidad de deformarse de manera controlada al alcanzar una determinada temperatura. Además de otras posibilidades mecánicas poco robustas y poco fiables, como hacer que el mango de la herramienta roce con una superficie áspera, o hacer servir un rotor tangencialmente en contacto intermitente con la parte inferior del mango de la herramienta. Así como otras basadas en estos principios como el giro de una leva que provoque la oscilación del mango en la dirección deseada.

Adicionalmente, es posible plantear el aprovechamiento de la alta dilatación de gases bajo la

temperatura y presión. Pero cambiando cíclicamente el volumen del gas contenido en una cámara que mueva el mango de herramienta como consecuencia de la expansión y compresión sucesivas del gas.

4.2. Discusión y selección de la alternativa a desarrollar

Normalmente antes de proceder en un diseño se selecciona de la lista de alternativas posibles de implementar una alternativa para ser desarrollada. No obstante, para ello se debe realizar una comparación entre las mismas y una valoración de las ventajas e inconvenientes que implica el desarrollo de cada una de ellas.

De la ec. 4.19 sabiendo que:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (\text{Ec. 4.29})$$

Se deduce la relación entre la velocidad de giro en min^{-1} y la frecuencia en Hz.

$$f = \frac{n}{60} \quad (\text{Ec. 4.30})$$

Por tanto, para alcanzar una frecuencia natural de tan solo 1,2 kHz, se requiere de una velocidad de giro mínima del rotor desequilibrado de $72\,000 \text{ min}^{-1}$. La cual no es alcanzable con los tres micromotores mencionados durante el despliegue de alternativas conceptuales para la excitación de herramienta. Por tanto, se puede imaginar que velocidades de giro serán necesarias para lograr una frecuencia de 6 o 8 kHz.

Por ende, podría no ser lograble la excitación a las frecuencias resonantes, ni siquiera del primer modo de la herramienta, que en principio representaría la mayor amplitud de vibración con la variación de frecuencia. Entonces, se podría descartar esta alternativa a menos que se consiga micromotores que giren a las velocidades requeridas.

Desde luego, el no poder alcanzar la primera frecuencia natural no implica necesariamente la no idoneidad de esta alternativa, ya que no se dispone de datos sobre las amplitudes que se pueden lograr excitando la herramienta con micromotores que poseen velocidades de giro de orden inferior al calculado previamente para la frecuencia resonante asumida de 1,2 kHz. Por tanto, podría recurrirse a desarrollar esta alternativa si fuese necesario. Es decir, en caso que no se pueda lograr la excitación de la cuchilla de corte con el resto de alternativas.

Averiguando, se ha encontrado un micromotor cuya velocidad de giro es bastante elevada, que es el mostrado en la fig. 4.17. Este micromotor funciona con un voltaje de 36 V, presta un par de $0,035 \text{ N}\cdot\text{m}$ y gira a una velocidad de $64\,100 \text{ min}^{-1}$.



Fig. 4.17. Un micromotor de alta velocidad [44].

Pero, supone la desventaja de poseer tamaño relativamente grande en comparación con los micromotores tratados previamente, y que no está a favor de crear una herramienta compacta porque tiene un diámetro de 25 mm. Además, de la relación de tamaño que se puede deducir de la figura precitada, se intuye que su longitud es bastante mayor que 25 mm. Sin embargo, el tamaño no es la única desventaja, puesto que puede ser necesaria la construcción propia del cuerpo desequilibrado que es el responsable de producir la vibración.

El tamaño reducido del cuerpo desequilibrado implica una dificultad constructiva seria, sobre todo desde el punto de vista de los recursos disponibles al alcance. Además, como la distancia entre el centro de gravedad de este cuerpo y el eje de rotación es de vital importancia, ya que interviene en la determinación de la amplitud de vibración, como se puede comprobar en la ec. 4.20 y ec. 4.21, se complica más obtener una pieza que se ajuste bien con el diseño de la misma. Sobre todo en cuanto a tolerancias geométricas y dimensionales. Por lo que, resulta difícil controlar con precisión la amplitud de vibración r .

Esta alternativa podría ser interesante si fuera posible alcanzar velocidades altas con micromotores de tamaño reducido, ya que, en ese caso, sería la que permitiría crear una herramienta lo más compacta posible. Lo que contribuye en mayor eficacia e idoneidad de la herramienta asistida por vibración para el torneado recto, puesto que permitiría cilindrar hasta distancias muy próximas al plato de garras y cilindrar los escalones en caso de piezas de varios diámetros. Aparte de la posibilidad de ser empleada para el torneado cónico, que se realiza mediante el carro orientable cuando se trata del torno convencional.

De esa manera, sería posible realizar una pasada entera por la ausencia de obstáculos, debido a que los micromotores pueden ser ocultos e introducidos dentro de unas cavidades que perteneciesen al mango de la herramienta.

Esta ventaja es muy importante dado que no tiene sentido, sin descuidar la existencia de excepciones, crear una misma superficie cilíndrica con diferentes acabados y diferentes dimensiones, o tolerancias, mejor dicho. A pesar de eso, en algunas piezas como los ejes de transmisión de movimiento, puede ser deseado un buen acabado superficial en la zona en que se coloca un rodamiento o piñón, mientras que no importe demasiado el acabado del resto de la superficie.

De otro lado, como se puede comprobar en la ec. 4.20 y ec. 4.21, el uso de un micromotor desequilibrado genera deformación en dos planos, en el plano horizontal y el plano vertical. La deformación en el tercer plano perpendicular a los dos anteriores se descarta, porque se asume que el movimiento del centro de gravedad solo tiene lugar en el plano perpendicular al eje de rotación.

Ahora bien, debido a las características del torneado recto se piensa que el desplazamiento dado por la ec. 4.21 sea desfavorable para el mecanizado, exactamente para la rugosidad superficial de la superficie mecanizada. Por lo que, debe ser eliminado o reducido lo máximo posible.

Como solución a este inconveniente es posible plantear el uso de dos vibradores idénticos. Pero montados de forma que el desplazamiento resultante en el eje Y sea nulo, lo cual se logra haciendo que los dos micromotores giran en sentidos contrarios. No obstante, se ha de tener en cuenta el sincronismo utilizando un engranaje o correa y poleas dentadas, de tamaños adecuados, lo cual complica el desarrollo de esta solución; por ende, esta alternativa.

La consecución del giro en sentidos contrarios no es complicada, basta con cambiar la conexión de las terminales del micromotor a los polos de la fuente de tensión eléctrica. Es decir, cambiando la polaridad, lo cual no representa un inconveniente en esta alternativa.

Esta medida que se basa en usar dos micromotores conlleva a una posible ventaja que consiste en incrementar el desplazamiento en el eje horizontal para una misma velocidad de giro del rotor. O sea, para una misma tensión de alimentación eléctrica. Teóricamente, el desplazamiento total es la suma de los desplazamientos que produce cada micromotor. No obstante, para lograr eso, la velocidad de rotación de los dos micromotores deber ser igual, lo cual no parece ser fácil de lograr.

Las dos otras alternativas, uso de un piezoeléctrico y crear un campo magnético variable, en teoría, son capaces de proporcionar las frecuencias de excitación necesarias, dado que vienen determinadas por la frecuencia eléctrica que puede tomar valores muy elevados. Lo que puede ser una barrera es la respuesta de los materiales empleados a frecuencias tan elevadas, ya que muchos materiales presentan el fenómeno de saturación en muchas de sus propiedades y habilidades.

Desde el punto de vista del tamaño de la herramienta es mejor priorizar la alternativa consistente en el aprovechamiento de la propiedad piezoeléctrica de algunos materiales. Pero el inconveniente es que los piezoeléctricos requieren de valores de tensión eléctrica muy elevados para producir las amplitudes de desplazamiento deseadas. En cambio, requieren de desplazamientos muy pequeños para producir tensiones elevadísimas como un arco eléctrico para generar una chispa.

Este hecho se ilustra cuantitativamente con un ejemplo numérico a continuación. De la ec. 4.12 se puede deducir:

$$V = \frac{\varepsilon_a}{d}$$

Escogiendo el piezoeléctrico que posee el mayor coeficiente piezoeléctrico de los mostrados en la tabla 4.2; es decir, PbZrTiO_6 , para conseguir una vibración de amplitud en el orden de $50 \mu\text{m}$, se requiere de un voltaje cuya amplitud es de $200\,000 \text{ V}$. Es un valor muy elevado. Sin embargo, se puede conseguir mediante un transformador de corriente de números de espiras del primario y secundario adecuados. De hecho, en automoción se usa una batería de tan solo 12 V , en los turismos, para generar una chispa de voltaje muy elevado en los motores de combustión interna que funcionan con gasolina, empleando las llamadas bobinas de encendido.

Puesto que lo que interesa tener alto en el secundario del transformador es la tensión, y teniendo en cuenta la relación de transformación enorme que se debe alcanzar, se concluye que la intensidad de corriente que se debe suministrar al primario ha de ser elevadísima, lo cual puede ser imposible o difícil de lograr. Por tanto, desarrollar esta alternativa, puede conllevar a entrar en el diseño eléctrico y/o electrónico para obtener la fuente de corriente eléctrica adecuada, que seguramente esta fuera del marco de la formación adquirida.

De otro lado, desarrollar esta alternativa genera riesgos de sufrir accidentes eléctricos que pueden ser mortales, si no se toman las precauciones necesarias a la hora de concepción del diseño. Por tanto, se han de tomar medidas para evitar cortocircuitos accidentales entre las terminales del secundario del transformador, así como para aislar adecuadamente el devanado secundario en que se dispone de tensión alta. Lo cual puede interferir en la selección del material de los elementos que constituyesen el conjunto de la herramienta asistida por vibración, aportando mayor complejidad para desarrollar esta alternativa.

Ahora bien, se va a exhibir como son las propiedades mecánicas de los piezoeléctricos, de modo que se pueda verificar si son aptos para ser implementados en este trabajo o no de esta perspectiva. En tabla 4.6 se muestran algunas propiedades mecánicas de solo el cuarzo, debido a la escasez de información sobre las mismas para el resto de piezoeléctricos en la bibliografía consultada.

Tabla 4.6. Algunas propiedades mecánicas de cuarzo [20] [21].

Material	Límite elástico [MPa]	Módulo de Young [GPa]	Límite de tracción [MPa]	Límite de compresión [MPa]	Dureza Vickers [kgf.mm ⁻²]
Cuarzo	-	72 - 74	47	1 100	10 000

Se observa que hay una gran disparidad entre el límite de tracción y el límite de compresión.

Pero este inconveniente se puede resolver haciendo que el cuarzo trabaje solo a compresión, y recuperar su forma inicial sucesivamente para generar la vibración, en caso de ser imposible soportar esfuerzos de tracción que tengan lugar durante el mecanizado. Para ello la corriente eléctrica debe no ser sometida a un cambio de signo, conforme a lo expuesto en la fig. 4.2.

Sin embargo, como está previsto generar la vibración en el plano horizontal, el piezoeléctrico no estaría sometido a esfuerzos altos, ya que estaría sometido a la fuerza de avance que suele ser bastante inferior a la fuerza de corte actuada en el plano vertical. Además, se puede ubicar el piezoeléctrico en una posición de manera que no esté sometido a tracción, o por lo menos, en que el esfuerzo de tracción sea mínimo, lo cual es fácil de lograr.

Por consiguiente, esta alternativa representa otro factor condicionante que puede influir en el diseño del conjunto de la herramienta asistida por vibración. De otro lado, se debe procurar que el piezoeléctrico utilizado no tenga disparidad en el módulo de Young entre la deformación a tracción y la deformación a compresión, ya que eso puede limitar las amplitudes de vibración que se pueden conseguir, lo cual puede requerir de tensiones eléctrica en el devanado del secundario todavía más altas.

Otro detalle que se debe tener en cuenta en el caso de emplear un piezoeléctrico como excitador de vibración es la resistencia mecánica a fatiga, ya que puede estar sometido cíclicamente y alternativamente a compresión y tracción, lo cual puede afectar notablemente la vida de servicio del piezoeléctrico. De otro lado, si se opta por el diseño de resistencia a fatiga a vida infinita, puede darse el caso de que sea necesario unas dimensiones exageradas, reduciendo la posibilidad de crear una herramienta asistida por vibración compacta.

Además, para predecir la resistencia a fatiga a vida infinita del piezoeléctrico, se debe conocer todas las fuerzas que lo solicitan, lo cual no es posible, por lo menos con precisión. De un lado, no existe una ecuación matemática para determinar la fuerza de avance, y de otro, la vibración modifica las fuerzas externas. Es decir, se amplifican en función de la frecuencia de excitación y la frecuencia o frecuencias naturales del piezoeléctrico.

Por consiguiente, se necesita conocer varias propiedades del piezoeléctrico empleado, de las cuales la constante de amortiguación, que para determinarla se requiere de realización de un experimento, y que para llevarlo a cabo se tiene que emplear un equipo de aparatos no disponibles al alcance.

Evidentemente, el método basado en creación de un campo magnético variable supone a su vez algunos inconvenientes, tales como el recalentamiento debido a la pérdida de energía que se transforma en calor, y que puede afectar negativamente y de forma seria el correcto funcionamiento de los componentes de la herramienta asistida por vibración.

En concreto, el fallo de los imanes permanentes que tienen una temperatura máxima de

funcionamiento (punto de Curie), que puede ser de solo 80 °C. Además del alambre esmaltado que puede fallar por degrade de su recubrimiento debido al calor excesivo, lo cual dará lugar a cortocircuitos. No obstante, el inconveniente más importante es el tamaño menos reducido que afecta negativamente a las longitudes de cilindrado.

Además, la generación del campo magnético, magnetiza los materiales ferromagnéticos, lo cual puede convertirlos en imanes permanentes. Por tanto, no se dispone de la libertad de aprovechar cualquier material para construir los elementos que se fabricarán. Sobre todo aquellas piezas que son adyacentes a la fuente del campo magnético, o sea, el solenoide. Asimismo, puede haber limitaciones, si no se toman las precauciones pertinentes, en cuanto al material de piezas mecanizadas, ya que las virutas de los ferromagnéticos serán atraídas por el electroimán, imanes permanentes y las piezas magnetizadas.

Este fenómeno puede dificultar la evacuación de las virutas extraídas. Por tanto, la vida útil de la herramienta puede resultar afectada, puesto que las virutas intercaladas entre la pieza procesada y la cuchilla de corte causan a veces rupturas de la misma. Aparte de afectar muy negativamente la calidad de acabado superficial de la nueva superficie que se obtiene, ya que se generan rayas e incluso valles y crista notables, generados por la deformación plástica de la pieza mecanizada por el roce con la viruta intercalada entre ésta y la cuchilla de corte.

En definitiva, todas las alternativas tienen ventajas e inconvenientes, y la verdad es que son todas factibles y pueden ser desarrolladas todas; no obstante, no son todas de la misma factibilidad.

Por lo que, se decide proceder en el diseño de la herramienta basado en la excitación de vibración por medio de un campo magnético variable. Porque este método no requiere de piezas complejas, y pueden ser obtenidas por las máquina-herramientas de mecanizado por arranque de viruta disponibles. Además, se tiene alta probabilidad y factibilidad de que el diseño que se desarrollará funcione correctamente.

No obstante, esta alternativa no está a favor de maximizar la longitud de corte, dado que puede ser afectada por la disposición del núcleo del solenoide dentro del conjunto o ensamble de la herramienta. Pero, por ahora el objetivo es conseguir una herramienta asistida por vibración con la cual se puede tornearse para averiguar el efecto de la vibración excitada en el mecanizado.

Posteriormente, mediante los trabajos que continuarán a este, y en caso de descubrir un efecto positivo, se podrá pretender el desarrollo de una herramienta habilitada para prestar todas las funciones que presta la herramienta convencional. Además de las nuevas posibles aportaciones, evidentemente. En todo caso, el ensayo del primer prototipo es quién impondrá y visualizará como seguir y cómo actuar para solucionar los posibles inconvenientes y qué medidas correctivas tomar.

5. DISEÑO DE LA HERRAMIENTA

Es posible crear una concepción basando en la herramienta convencional de torneado recto mostrada en la fig. 5.1. Para proceder se comienza realizando un análisis frecuencial para comprobar si los modos vibratorios de la misma corresponden a lo que se desea.

5.1. Análisis vibratorio

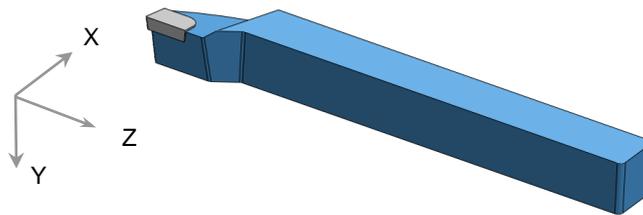


Fig. 5.1. Herramienta convencional de cilindrado modelada en 3D.

Las características dimensionales, físicas y mecánicas de interés para el análisis de frecuencia se determinan a continuación.

- El módulo de Young del acero E :

$$E = 210 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 210 \cdot 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{mm} \cdot \text{s}^2}$$

- El segundo momento de área con respecto a los ejes transversales X y Y , I_x y I_y respectivamente:

$$I_x = I_y = I = \frac{1}{12} \cdot 10 \cdot 10^3 \text{ mm}^4 = \frac{2500}{3} \text{ mm}^4$$

Son iguales porque la sección transversal de la herramienta es cuadrada, cuya altura y anchura son iguales de 10 mm y asumidas uniformes a lo largo de su longitud.

- La longitud y la masa de herramienta L y m respectivamente.

$$L = 93,5 \text{ mm} \quad m = 69,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

Sustituyendo valores en cualquiera de las expresiones ec. 3.19 y ec. 3.20 se obtiene que la frecuencia natural del primer modo vibratorio propio de la herramienta convencional f_0 , es de 996,5 Hz.

A continuación se va a comprobar cómo es el orden de magnitud de la deformación para obtener una idea sobre la magnitud de fuerza requerida para generar el desplazamiento de la

punta de herramienta deseado.

La ec. 3.2 puede reescribirse de acuerdo con los ejes coordenados considerados en la fig. 3.13 como sigue.

$$x(z) = \frac{F_x}{6 \cdot E \cdot I} \cdot z^2 \cdot (3L - z) \tag{Ec. 5.1}$$

$$y(z) = \frac{F_y}{6 \cdot E \cdot I} \cdot z^2 \cdot (3L - z) \tag{Ec. 5.2}$$

Para producir una amplitud de 50 micras con respecto a la posición de equilibrio, que es el orden de magnitud de amplitud de vibración que se desea alcanzar, se requiere de una fuerza variable de 32,1 N de amplitud, que no es un valor alto.

No obstante, se está asumiendo hasta ahora que toda la longitud de herramienta es voladiza. Lo cual no sería así dependiendo de los resultados del análisis teórico que se está llevando a cabo.

La amplitud de una vibración depende extremadamente de la frecuencia de excitación. De modo que puede ser amplificada en valores que pueden llegar a ser de 500 veces el valor del desplazamiento estático o de equilibrio.

La amplificación se cuantifica con el factor de amplificación FA , que es función de la razón de frecuencias ρ , y de la razón de amortiguamiento ζ , y viene dado por la ec. 5.3. En la fig. 5.2 se representa como varían la amplitud y fase del factor de amplificación φ (ec. 5.4), en función de ρ y ζ .

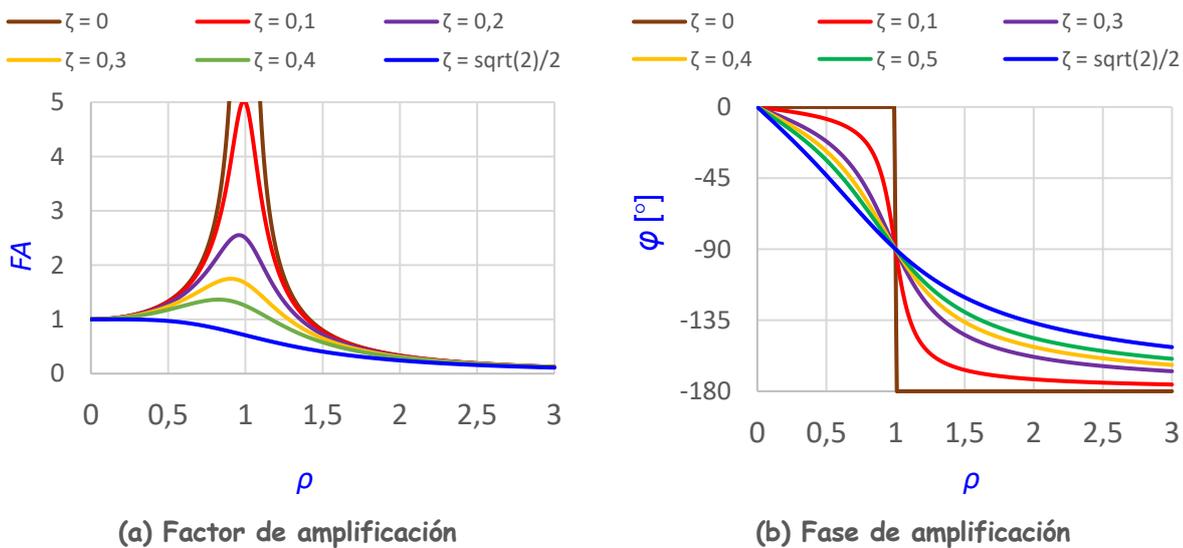


Fig. 5.2. Variación del módulo y fase de FA con ρ y ζ .

$$FA = \frac{1}{\sqrt{(1-\rho^2)^2 + (2\cdot\zeta\cdot\rho)^2}} \quad (\text{Ec. 5.3})$$

$$\varphi = -\arctan\left(\frac{2\cdot\zeta\cdot\rho}{1-\rho^2}\right) \quad (\text{Ec. 5.4})$$

En resonancia ρ es igual a la unidad, por tanto.

$$FA \Big|_{\rho=1} = \frac{1}{2\cdot\zeta}$$

Pero el valor máximo FA_{max} , tiene lugar a un valor de $\rho = \sqrt{1-2\zeta^2}$ ligeramente inferior a la unidad dependiendo de ζ .

$$FA_{max} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (\text{Ec. 5.5})$$

En muchos sistemas físicos, la cantidad de amortiguamiento es tan pequeña que puede ser ignorada en la mayoría de las aplicaciones de ingeniería. Sin embargo, la consideración del amortiguamiento se vuelve extremadamente importante al analizar sistemas vibratorios próximos a la resonancia [2].

La razón de frecuencias puede hallarse experimentalmente en caso de disponer de los aparatos necesarios, determinando el decremento logarítmico λ , a partir de la señal de vibración libre registrada por un ordenador y aplicando la ec. 5.6. Posteriormente, despejar ζ de la ec. 5.7.

$$\lambda = \frac{1}{n} \cdot \text{Ln}\left(\frac{x_{p,i}}{x_{p,i+n}}\right) \quad (\text{Ec. 5.6})$$

Donde $x_{p,i}$ es el valor del pico i , y n es el número de picos consecutivos tomados para el cálculo, que cuando mayor es menor será el error cometido.

$$\lambda = \frac{2\cdot\pi\cdot\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (\text{Ec. 5.7})$$

El valor usual de ζ para los elementos metálicos de una pieza es de 0,001 según el material docente de la asignatura "Vibraciones Mecánicas". Por lo que:

$$x_p(z) = 500 \cdot x_{est}(z) \tag{Ec. 5.8}$$

Donde x_{est} , es la posición estática que es el resultado de las fuerzas estáticas y que se obtiene aplicando las ec. 5.1 y ec. 5.2, en caso de no haber otras fuerzas estáticas que modifiquen a la distribución de la elástica. Por consiguiente, la amplitud de la vibración de la punta en resonancia resulta:

$$x_p(L) = 0,7785 \cdot F$$

Para un valor igual al de la fuerza estática determinada anteriormente para producir un desplazamiento de 50 micras, la amplitud de vibración a la frecuencia de resonancia del primer modo vibratorio es de 25,0 mm. Es un valor muy alto, lo cual anima a determinar el valor real de ζ , correspondiente a la herramienta. De esta manera se puede decidir cómo actuar para limitar la amplitud de vibración en caso de ser enorme:

- Reduciendo la longitud L .
- Haciendo servir una herramienta cuya altura es mayor para aumentar el segundo momento de área.
- Agregando rigidizadores, etc.

Representando la variación de la amplitud de vibración con la longitud (fig. 5.3), se concluye que no es fiable el uso de esta herramienta convencional, o, la razón de frecuencias considerada anteriormente es demasiado pequeña. De allí viene la importancia de conocer con precisión a este dato y realizar un experimento para determinarlo.

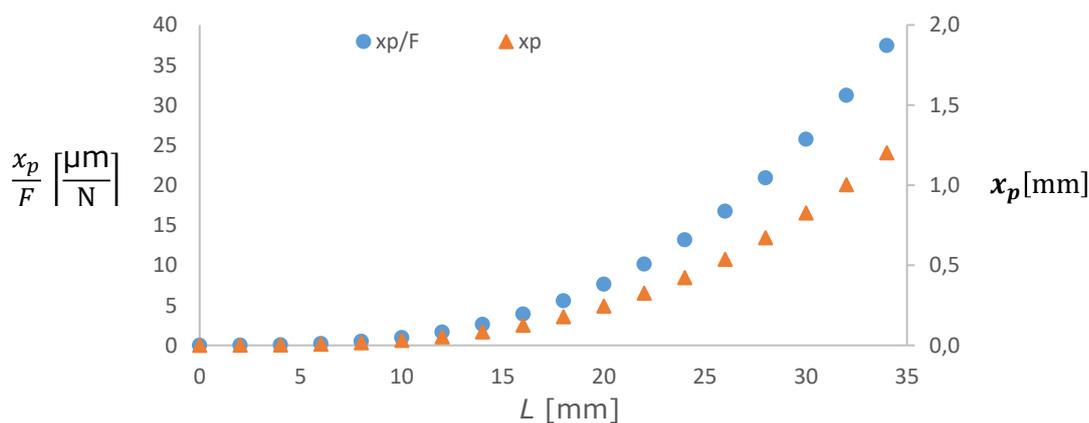


Fig. 5.3. Variación de la amplitud con la longitud voladiza sometida a una fuerza de 32,1 N.

Se observa que la amplitud en resonancia es demasiado grande incluso para longitudes de voladizo muy pequeñas, lo cual hace tener más incertidumbre sobre el valor de ζ considerado y no tenerlo en cuenta.

5.1.1. Análisis frecuencial

Para proceder en el análisis de frecuencias por los elementos finitos, se considera como sistema vibratorio la herramienta modelada en 3D a medidas reales que se muestra en la fig. 5.1. Para asegurarse de la convergencia en los resultados obtenidos se realizarán varias simulaciones con diferentes tamaños de elementos de malla (ver tabla 5.1). Posteriormente, se analizarán los resultados y se decidirá qué mallado hacer servir.

Sin embargo, además de esta verificación se dispone de la expresión analítica del primer modo propio que sirve de referencia adicional para verificar la convergencia.

Tabla 5.1. Resultados del análisis de frecuencia en función del mallado.

Iteración	Nodos	Elementos	Tamaño elemento [mm]	f_{01} [Hz]	f_{02} [Hz]
1	2 385	1 271	4,00	1 027,4	1 036,8
2	4 727	2 770	3,00	1 026,2	1 036,2
3	7 712	4 694	2,50	1 025,6	1 035,8
4	29 758	19 473	1,50	1 023,8	1 034,9
5	84 860	57 696	1,00	1 020,4	1 033,9
6	132 842	91 459	0,85	1 020,0	1 033,8
7	176 368	122 143	0,75	1 019,5	1 033,6
8	255 995	178 600	0,65	1 019,1	1 033,5
9	514 582	363 236	0,50	1 018,6	1 033,2
10	664 990	470 991	0,45	1 018,0	1 033,1

La representación de los resultados en un gráfico visualizar mejor si los resultados tienden a convergir o no tal como se puede ver en la fig. 5.4. Como se observa en esta figura, a partir de la quinta iteración no se consigue una mejora relativa importante, teniendo en cuenta el gran aumento en el número de elementos y nodos.

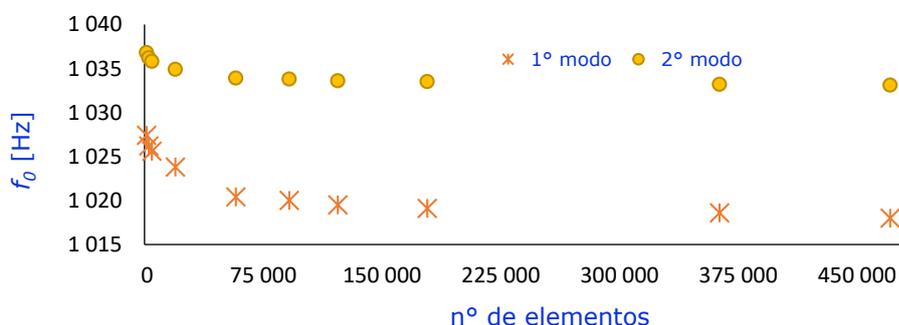


Fig. 5.4. Convergencia de la simulación del análisis de frecuencia.

Por tanto, a efectos de este análisis de frecuencia se considera el mallado que corresponde a la séptima iteración, el cual se crea con elementos de 0,75 mm. Porque a partir de esta

iteración no se logra una precisión significativa en el resultado. No obstante, se puede recurrir a un tamaño aún más grande si fuese necesario reducir el tiempo de simulación.

Como primer análisis se empieza por el caso más parecido al caso analítico considerado hasta ahora. Es decir, la herramienta sujeta por el canto o extremo opuesto a la punta tal como se muestra en la fig. 5.5, en la cual las flechas verdes simbolizan a la sujeción.

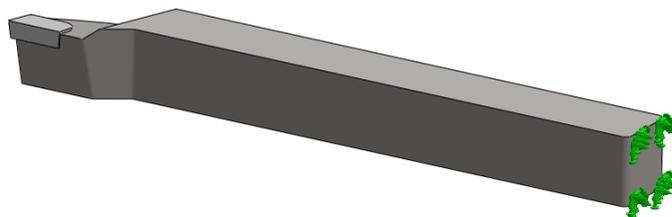


Fig. 5.5. Primera configuración de análisis frecuencial.

Los resultados de esta primera configuración se muestran en la fig. 5.6. Se observa en esa figura que los cinco modos propios tienen frecuencias naturales comprendidas entre 1 019,5 Hz y 8 385,7 Hz, y que los dos primeros modos propios tienen lugar a frecuencias propias muy próximas, representando tan solo 14,1 Hz de diferencia. Mientras que son completamente diferentes puesto que el primero tiene lugar en el plano vertical y el segundo en el plano horizontal.

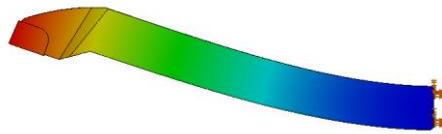
Lo mismo ocurre con los modos propios tercero y cuarto; se dan a frecuencias próximas, con 50,3 Hz de diferencia, mientras que son bastante distintos. En ambos existe movimiento en los dos planos horizontal y vertical. No obstante, el tercer modo se caracteriza por un movimiento más notable en el plano vertical, mientras que para el cuarto modo, el movimiento es más notable en el plano horizontal. En un video se ven mejor las diferencias y los modos propios que en imágenes fijas.

Se observa también que con el aumento de frecuencia aparecen dos nodos en vez de un solo nodo, que son puntos inmóviles que se visualizan mejor cuando el sistema vibratorio es fino como es el caso de una cuerda tensada o una lámina metálica fina en vibración.

El quinto modo vibratorio es básicamente una deformación torsional, de manera que se observa una clara torsión con respecto a la línea horizontal que pasa por el origen del canto de herramienta. Por consiguiente, se puede concluir que el quinto modo vibratorio debe ser excluido de los modos objetivo, debido a que produce deformación completamente distinta a la que se desea lograr. Por tanto, debe ser evitada la excitación a frecuencias próximas a f_{05} .

Por otro lado, la diferencia entre las frecuencias naturales de los dos primeros modos propios, debe ser incrementada para conseguir una mayor seguridad a la hora de excitar a la herramienta. De manera que no se produzca transición del primer modo al segundo de forma

no controlada, por las diferentes y posibles causas involucradas como la transición de vibración de otros elementos de máquinas.



(a) Vista superior

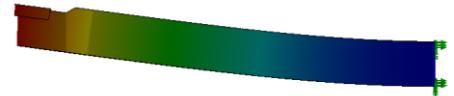


(b) Vista lateral

(1) Primer modo vibratorio, $f_{0,1} = 1\ 019,5$ Hz.



(a) Vista superior



(b) Vista lateral

(2) Segundo modo vibratorio, $f_{0,2} = 1\ 033,6$ Hz.

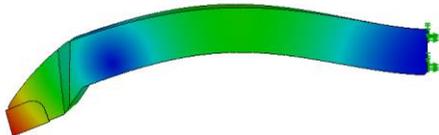


(a) Vista superior



(b) Vista lateral

(3) Tercer modo vibratorio, $f_{0,3} = 5\ 879,7$ Hz.

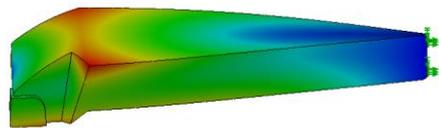


(a) Vista superior

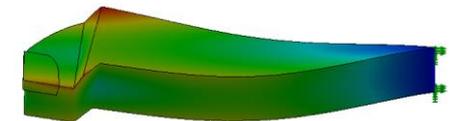


(b) Vista lateral

(4) Cuarto modo vibratorio, $f_{0,4} = 5\ 930,0$ Hz.



(a) Vista superior



(b) Vista lateral

(5) Quinto modo vibratorio, $f_{0,5} = 8\ 385,7$ Hz.

Fig. 5.6. Los 5 primeros modos propios de la herramienta; sujeción por el canto.

De la misma manera, debe ser incrementada la diferencia entre las frecuencias propias correspondientes al tercer y cuarto modos propios. Una solución para conseguir eso es cambiando la sección transversal haciendo que sea rectangular. Es decir, aumentar la altura de la misma. De este modo, la rigidez con respecto al eje horizontal sea mayor en comparación con la correspondiente al eje vertical, lo cual se plasma en mayor tendencia a deformarse con respecto al eje de flexión Y, que es el eje vertical.

No obstante, existe otra solución sin recurrir al cambio de la sección transversal que consiste en el cambio de sujeción de herramienta, y añadiendo sujeciones que impiden o atenúan los modos propios no deseados. Por ende, se propone la sujeción de la herramienta mediante un agujero pasante cuyo eje es vertical. De este modo, se facilita más a la herramienta deformarse con respecto al eje vertical que con respecto al horizontal.

Además de la propuesta anterior, se puede añadir simultáneamente una sujeción deslizante en el plano horizontal, la cual dificultará a la herramienta la deformación, o desplazamiento en el plano vertical.

Para visualizar claramente el efecto de cada sujeción de las predichas, se han realizado dos simulaciones, una sujetando a la herramienta del agujero mencionado anteriormente, fig. 5.7 (a), y otra añadiendo a la primera sujeción otra sujeción deslizante, fig. 5.7 (b).

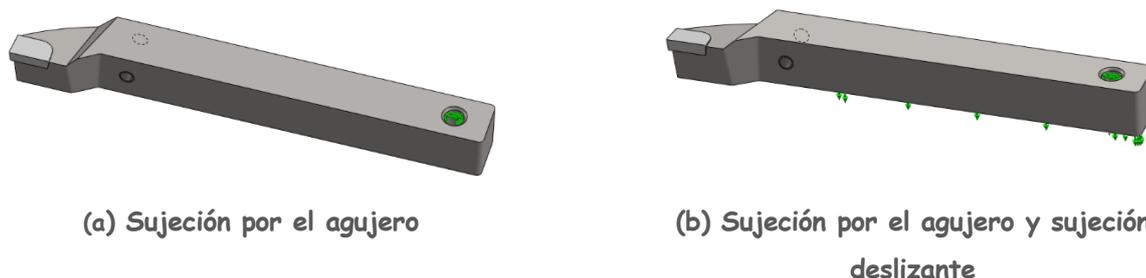


Fig. 5.7. Otras configuraciones de la herramienta.

En la fig. 5.8, se muestran los cuatro primeros modos propios junto con sus correspondientes frecuencias naturales en el caso en que la herramienta es sujeta por el agujero vertical. Como se puede ver, han cambiado bastante las frecuencias naturales, además de la diferencia entre las frecuencias propias de los modos primero y segundo, 75,8 Hz. Así como la diferencia entre las frecuencias naturales de los modos tercero y cuarto, 155,5 Hz.

Básicamente, los modos propios vibratorios presentan las mismas características mencionadas para los del caso anterior, fig. 5.5.

En la fig. 5.9, se ilustran los 5 primeros modos vibratorios propios de la herramienta cuando está sujeta con una sujeción deslizante por la parte inferior a lo largo de 66 mm, además de la sujeción por el agujero vertical.

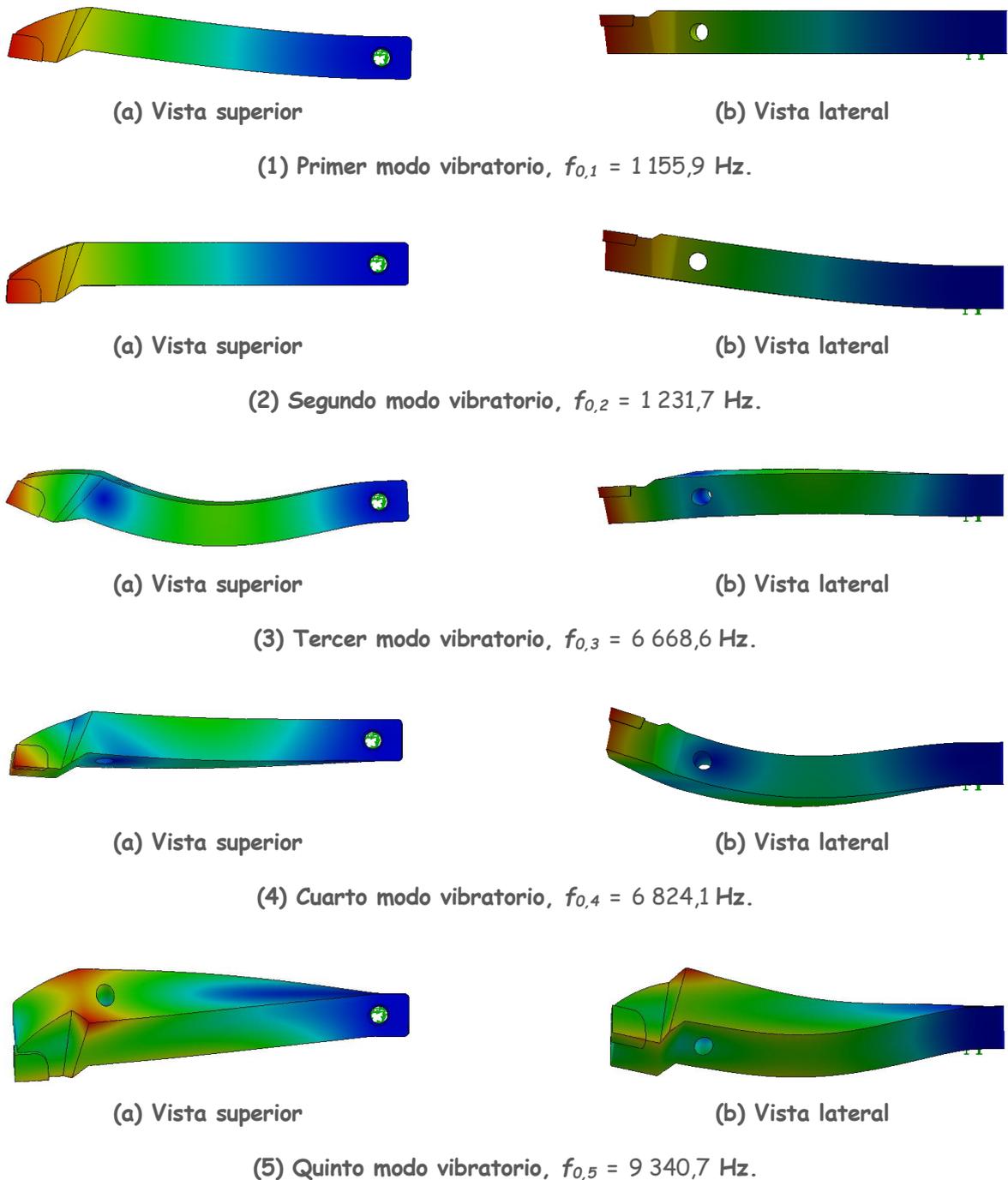


Fig. 5.8. Los 4 primeros modos propios de la herramienta; configuración de la fig. 5.7 (a).

Como se puede notar fácilmente, se ha logrado el incremento de la diferencia entre las frecuencias naturales de los modos propios consecutivos de forma muy considerable. Además, a excepción del tercer modo, en todo el resto de modos, el desplazamiento tiene lugar casi solo en el plano horizontal.



(a) Vista superior



(b) Vista lateral

(1) Primer modo vibratorio, $f_{0,1} = 1\,160,6$ Hz.



(a) Vista superior



(b) Vista lateral

(2) Segundo modo vibratorio, $f_{0,2} = 6\,705,7$ Hz.



(a) Vista superior



(b) Vista lateral

(3) Tercer modo vibratorio, $f_{0,3} = 8\,519,6$ Hz.



(a) Vista superior



(b) Vista lateral

(4) Cuarto modo vibratorio, $f_{0,4} = 15\,510,0$ Hz.



(a) Vista superior



(b) Vista lateral

(5) Quinto modo vibratorio, $f_{0,5} = 17\,441,0$ Hz.

Fig. 5.9. Los 5 primeros modos propios de la herramienta; configuración de la fig. 5.7 (b).

Se observa también la aparición de tres nodos en el quinto modo. Por consiguiente, es posible intuir que con el aumento de frecuencia de excitación se generan más nodos en la herramienta, lo cual puede implicar menores amplitudes de vibración.

Ahora bien, puede generarse una problemática con relación a la fuerza de corte y fuerza de avance. De modo que puede sugerirse la duda de si provoquen alguna modificación que afecte a la expresión de la frecuencia propia de la herramienta de corte.

5.1.2. Efecto de fuerzas de mecanizado en los modos propios

Al respecto de la problemática planteada previamente, es posible considerar que las fuerzas de mecanizado no producen alteración tanto en las frecuencias naturales como en los modos propios. Porque estas fuerzas no causan un cambio en los GL de los extremos ni en la forma de la elástica, ya que están aplicadas en el extremo libre del voladizo. Es decir, pese estar presentes las fuerzas de mecanizado, no se verán afectados los desplazamientos y los giros con respecto a los tres ejes coordenados en el extremo libre, o sea, no estarían impedidos.

Sin embargo, es posible demostrar lo precitado recurriendo a la teoría de estructuras y al análisis de frecuencias mediante un programa de diseño habilitado como Ansys o SolidWorks. De hecho, interesa llevar a cabo un análisis de este tipo para comprobar a qué frecuencias de oscilación se puede conseguir que la herramienta vibre tal como se desea. Ya que la frecuencia de excitación puede provocar vibraciones con modos vibratorios que no vienen a la mente.

La teoría de estructuras proporciona la expresión matemática para determinar el valor de frecuencia propia del primer modo vibratorio de una viga uniforme, según las condiciones de apoyo de sus extremos. Dicha expresión cuando la viga está sometida a una carga lineal, continua y permanente, que comprende al peso propio y la instalación, viene dada por la ec. 5.9. La constante γ , se denomina factor de frecuencia y viene determinada por las condiciones de contorno.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \gamma \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m \cdot L^3}} \quad (\text{Ec. 5.9})$$

En la fig. 5.10 se representa el factor de frecuencia del modo básico de vibración o primer modo vibratorio γ , según las condiciones de contorno de la viga en caso de ser sometida a cargas permanentes continuas.

Comparando, se ve que prácticamente, no hay disparidad significativa entre las expresiones obtenidas previamente, o sea, ec. 3.19 y ec. 3.20, con la ec. 5.9, a pesar de ser diferentes las cargas aplicadas refiriendo al tercer caso que es el que presenta una deformada idéntica a la que tiene la herramienta convencional de torneado:

$$\frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{140 \cdot E \cdot I}{11 \cdot m \cdot L^3}} = \frac{1}{2\pi} \cdot 3,567 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m \cdot L^3}}$$

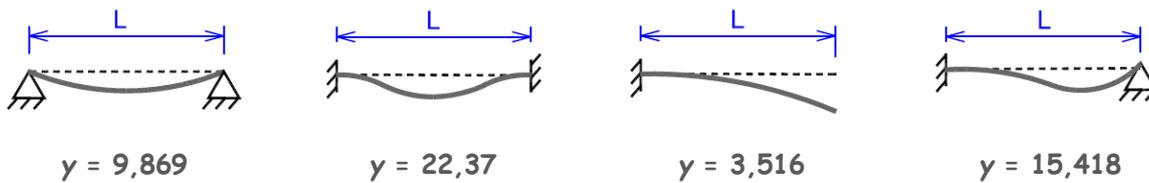


Fig. 5.10. Factor de frecuencia del modo básico de vibración y .

De todos modos, se va a comprobar cómo afectan la fuerza de corte y la de avance sobre los modos propios y las frecuencias propias. Para ello se considera una pasada de acabado de 0,50 mm de profundidad p , un avance a , de 0,10 mm por vuelta, y un material de la pieza a tornearse de acero. Luego se toman múltiples del valor de fuerza de corte resultante para esta pasada para lograr mayor seguridad en la conclusión.

La fuerza de corte F_c , a diferencia de la fuerza de avance F_a , es posible de estimar analíticamente aplicando la expresión.

$$F_c = 10^3 \cdot E_s \cdot A_c \quad (\text{Ec. 5.10})$$

Siendo:

$$A_c = a \cdot p \quad (\text{Ec. 5.11})$$

Donde, A_c es el área de corte y E_s , es la energía específica de corte que depende del material y que tiene valores entre 2 y 9 W·s·mm⁻³ para el acero [1]. A efecto de este cálculo se toma un valor de 5 W·s·mm⁻³.

Sustituyendo valores resulta $F_c = 250,0$ N.

Con relación a la fuerza de avance, por la ausencia de una fórmula matemática para su estimación se asume que es de 35 % de la fuerza de corte obteniendo $F_a = 87,5$ N.

La simulación con un tamaño de elementos de 0,75 mm cuando se aplican fuerzas externas sobre el sistema dura mucho tiempo que supera 10 horas sin haber acabado y haber generado archivos de casi 10 Gb. Por lo tanto, se realizarán simulaciones con el tamaño de elementos predeterminado por el programa y se compararán los resultados. Porque lo que interesa es comprobar la existencia o no de efecto de las fuerzas de mecanizado sobre los modos vibratorios propios y las frecuencias naturales correspondientes.

En fin, para ello se considera la configuración mostrada en la fig. 5.11.

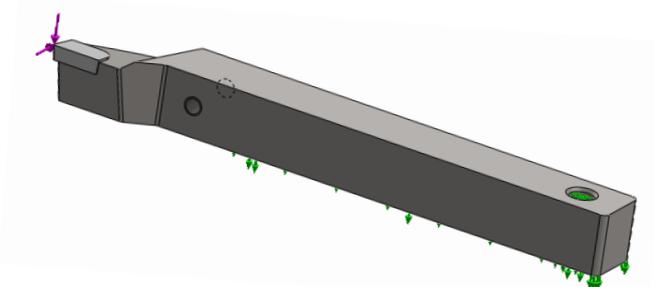


Fig. 5.11. Modelo de simulación de frecuencias en presencia de fuerzas de mecanizado.

Por consiguiente, si se verifica que las frecuencias naturales y los modos propios no cambian con el cambio de la magnitud de fuerzas de mecanizado, se concluirá que no tienen dependencia a éstas. Llevando a cabo las simulaciones para un rango de fuerzas de corte hasta 2 000 N se han obtenido los resultados agrupados en la tabla 5.2.

Tabla 5.2. Influencia de la fuerza de corte y de avance en las frecuencias propias.

iteración	F_c [N]	F_a [N]	$f_{0,1}$ [Hz]	$f_{0,2}$ [Hz]	$f_{0,3}$ [Hz]	$f_{0,4}$ [Hz]	$f_{0,5}$ [Hz]
1	0	0	1 161,3	6 696,7	8 571,3	15 495	17 416
2	250	87,5	1 161,1	6 696,5	8 570,7	15 495	17 416
3	500	175,0	1 161,0	6 696,4	8 570,0	15 495	17 417
4	750	262,5	1 160,8	6 696,2	8 569,4	15 496	17 417
5	1 000	350,0	1 160,7	6 696,0	8 568,8	15 496	17 417
6	1 250	437,5	1 160,6	6 695,9	8 568,1	15 496	17 417
7	1 500	525,0	1 160,4	6 695,7	8 567,4	15 496	17 418
8	1 750	612,5	1 160,3	6 695,5	8 566,8	15 496	17 418
9	2 000	700,0	1 160,1	6 695,4	8 566,1	15 496	17 418

Como se puede comprobar, el efecto de la fuerza de corte y fuerza de avance puede ser descartado y no tenido en cuenta tal como se había previsto. Se ha comprobado mediante otras simulaciones que la adición de sujeciones, de distintos tipos, es el factor que hace cambiar las frecuencias resonantes de la herramienta convencional. Lo cual no requiere de justificación puesto que se puede intuir de las simulaciones hechas previamente. Es decir, las simulaciones cuyos resultados se muestran en las figuras: fig. 5.6, fig. 5.8 y fig. 5.9.

La primera iteración corresponde al caso de la fig. 5.9, pero con un tamaño de elementos un poco mayor. De allí viene la pequeña disparidad entre los resultados de la primera fila y los de la figura precitada. Los modos vibratorios propios son idénticos y no cambian por las fuerzas.

5.2. Concepción de la herramienta

Se piensa implementar la corriente alterna empleando una fuente de corriente capaz de suministrar intensidades de corriente de hasta 4 amperios aproximadamente, lo cual implica el uso de un calibre 17 o menor. Es decir, un diámetro de alambre esmaltado de alrededor de 1,15 mm.

En la tabla 5.3 se muestran las intensidades admisibles para los alambres esmaltados que se hacen servir para el cálculo de transformadores, la tabla en que se ha basado para decidir el diámetro del alambre esmaltado a emplear.

Tabla 5.3. Intensidad admisible de los alambres esmaltados [35] [36].

Calibre	Ø [mm]	A [mm ²]	I [A]	Calibre	Ø [mm]	A [mm ²]	I [A]
11	2,30	4,15	16,60	21	0,723	0,412	1,62
12	2,05	3,31	13,30	22	0,644	0,325	1,28
13	1,83	2,63	10,50	23	0,573	0,259	1,00
14	1,63	2,08	8,30	24	0,511	0,205	0,80
15	1,45	1,65	6,60	25	0,455	0,163	0,64
16	1,29	1,31	5,20	26	0,405	0,128	0,50
17	1,15	1,04	4,10	27	0,361	0,102	0,40
18	1,024	0,823	3,20	28	0,321	0,0804	0,32
19	0,912	0,653	2,60	29	0,286	0,0646	0,25
20	0,812	0,519	2,00	30	0,255	0,0503	0,20

Como se observa, cuando mayor es el diámetro de alambre mayor es la intensidad de corriente admisible. Por tanto, menor es el número de espiras por unidad de longitud del solenoide. Es decir, tiene lugar una situación en que dos parámetros que determinan el valor del campo magnético son inversamente proporcionales (ver ec. 4.25 y ec. 4.26). Por consiguiente, debe averiguarse cuál es la solución más favorable, o sea, aumentar la intensidad sobre la cuenta del número de espiras por unidad de longitud o el revés.

Para llegar a la respuesta se toma una longitud arbitraria del enrollamiento de 40 mm y una sola capa de espiras, ya que el número de capas no impide la verificación que se pretende llevar a cabo. Luego, se calcula el número de espiras por unidad de longitud dividiendo la longitud de la bobina por el diámetro correspondiente a cada calibre, se multiplica por la intensidad de corriente admisible del mismo y por la permeabilidad del material empleado como núcleo del solenoide, para obtener el campo magnético dado por la ec. 4.25.

Representando el campo magnético B , en función de la sección del alambre S , e implícitamente en función de la corriente admisible, se ha obtenido el gráfico representado en la fig. 5.12. Observando esa figura queda ilustrado que debe priorizarse el aumento de sección del alambre. Por ende, la corriente que circula por él sobre la cuenta del número de espiras

por unidad de longitud. Porque la reducción del número de espiras producida por el aumento de diámetro es mucho menor que el correspondiente incremento en la corriente admisible.

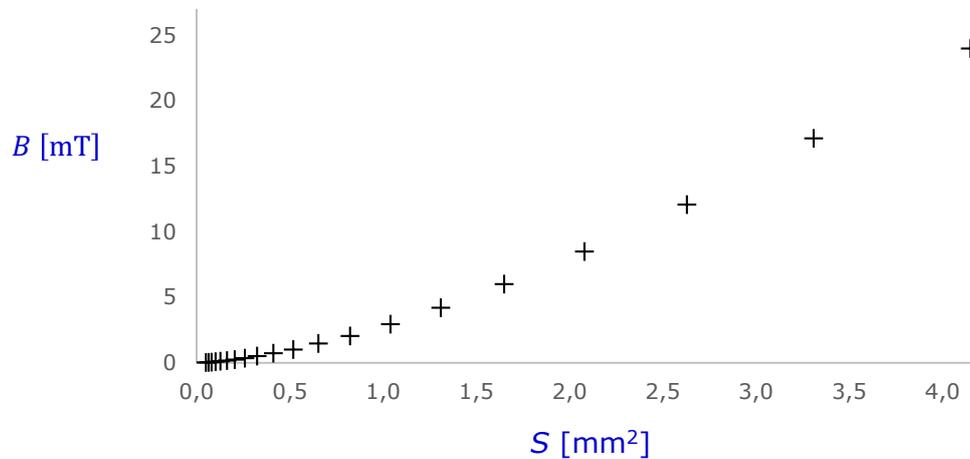


Fig. 5.12. Variación de B con la corriente admisible y el número de espiras por unidad de longitud.

En definitiva, se empleará un calibre 17 que corresponde a un diámetro de alambre de 1,15 mm. El número de capas puede ser lo que haga falta según la fuerza electromagnética generada que, por cierto, no se le ha encontrado ninguna fórmula matemática para calcularla en el caso de un solenoide. Por consiguiente, debe ser cuantificada experimentalmente.

Sin embargo, la energía eléctrica disipada en forma de calor P , es directamente proporcional al cuadrado de la intensidad y la resistencia eléctrica R .

$$P = R \cdot I^2 \quad (\text{Ec. 5.12})$$

Siendo:

$$R = \eta \cdot \frac{L}{S} \quad (\text{Ec. 5.13})$$

Donde η es la resistividad del material de alambre, S es la sección del alambre y L su longitud.

Por tanto, desde el punto de vista de recalentamiento del solenoide y las piezas adyacentes, puede pensarse que es más interesante reducir la intensidad. Pero como se ve en la ec. 5.13, eso hará que se haga servir una sección menor que implica una longitud del alambre mayor para una misma longitud del solenoide, por ende, una resistencia mayor. Por lo tanto, en caso de ser imprescindible y crítica la reducción del recalentamiento se debería realizar unos cálculos para determinar la solución óptima.

No obstante, las corrientes admisibles mostradas en la tabla 5.3 parecen ser corregidas para

tener en cuenta este tipo de influyentes, ya que son los valores que se usan para el diseño de transformadores. De todos modos, se confirma a continuación que los valores de la tabla 5.3 son más restrictivos que las intensidades de corriente admisibles en las condiciones más desfavorables, según la norma UNE 21114-1-1, para los conductores de cobre.

Tabla 5.4. Intensidades admisibles, I.

Cálculo de transformadores, tabla 5.3		UNE 21114-1-1	
Sección [mm ²]	I [A]	Sección [mm ²]	I [A]
1,65	6,6	1,5	11
2,63	10,5	2,5	15
4,15	16,6	4,0	20

Por tanto, se puede emplear tranquilamente un alambre de 1,15 mm de diámetro, o incluso menos, sin preocupación de que falle por recalentamiento.

De otro lado, si se emplea una fuente de tensión en lugar de una fuente de corriente, la intensidad suministrada por la fuente de tensión se verá afectada por la resistencia del alambre. Por consiguiente, por la longitud y la sección. En este caso, se debería recurrir a optimización de los parámetros involucrados si fuese necesario.

El electroimán creado con el solenoide se empleará como imán de herradura para generar una fuerza variable, energizándolo con corriente alterna conforme a lo que se representa en la fig. 5.13.

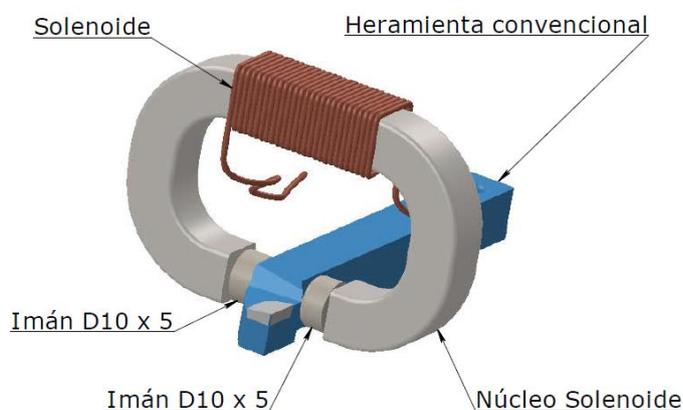


Fig. 5.13. Mecanismo para la producción de vibración.

Por motivos de simplicidad se ha representado una sola capa de espiras, y la longitud del solenoide no debe ser necesariamente igual a la longitud del tramo recto de la parte superior del solenoide. Sino que puede alargarse más pese la presencia de tramos curvados, dado que la sección transversal se mantiene constante en esta concepción del núcleo de solenoide.

El motivo de diseñar el núcleo con estas curvaturas y no con ángulos rectos es para conseguir

una mejor continuidad del flujo magnético a través de él, reduciendo la dispersión. Sin embargo, tanto el diseño del núcleo como el de resto de elementos, pueden ser sometidos a cambios posteriormente a la hora de analizar el conjunto herramienta desde otras perspectivas.

Sobre todo, desde el punto de vista de fabricación, montaje y disponibilidad de material y piezas comerciales que se necesitarán. Puesto que por ahora, se tiene principalmente en cuenta la idoneidad de cumplir la funcionalidad por la cual se diseña la herramienta.

En fin, cuando circula corriente eléctrica por el solenoide se crea un campo magnético tal como se ilustra en la fig. 4.11. El flujo del campo es conducido por el núcleo de hierro que posee permeabilidad magnética mucho más grande que la del aire. En consecuencia, se crea un electroimán parecido al imán de herradura que produce un campo magnético bastante uniforme en el espacio que hay entre sus dos polos, ya que las líneas de campo viajan en éste del polo norte al polo sur (ver fig. 5.14).

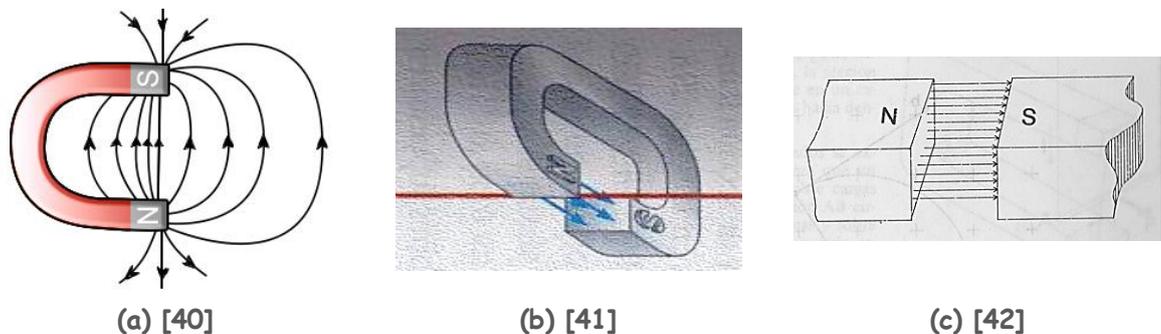


Fig. 5.14. Líneas de campo entre polos de un imán de herradura.

Comparando las dos primeras imágenes de la fig. 5.14, se puede intuir el motivo por el cual se ha diseñado el núcleo del solenoide con extremos horizontales en lugar de verticales. La diferencia es que con la segunda configuración el flujo de campo magnético se conduce y se obliga a seguir un cierto trayecto, que es perpendicular a la sección transversal en los extremos, o, perpendicular a los imanes de neodimio de la fig. 5.13.

En consecuencia, se consigue intensificar las líneas de campo en la zona entre extremos del núcleo, lo cual implica un aumento en la fuerza electromagnética generada. Por ende, se logra mayor amplitud de vibración. Con la segunda configuración el campo es muy uniforme, sobre todo en la zona central tal como se ilustra en la Fig. 5.14 (c).

En teoría, cuando se introducen dos imanes entre los polos del electroimán, se generan dos fuerzas magnéticas de sentidos iguales. En principio, de módulos iguales también dada la idoneidad de los dos imanes y la igual distancia de separación entre cada uno de los extremos del núcleo con el correspondiente imán permanente.

Cuando la corriente eléctrica convencional entra por la terminal de derecha del lector, este extremo corresponde al polo norte y el otro al polo sur. Entonces, si los polos de los dos imanes permanentes más lejanos de la herramienta convencional son el polo sur, se genera una fuerza de repulsión por la derecha y otra de atracción por la izquierda, que dan lugar a una fuerza neta igual a la suma de las dos.

El resultado de estas dos fuerzas de atracción y repulsión es el movimiento de la punta de herramienta hacia la izquierda. Si la corriente es continua, la punta se queda en reposo hasta que se interrumpe la corriente. Sin embargo, si la corriente es alterna, cuando cambia de signo se invierte el sentido de las líneas de campo. Por ende, se alternan los polos del electroimán. Por consiguiente, la fuerza que era de atracción se convierte en fuerza de repulsión, y la que era de repulsión se convierte en fuerza de atracción. Produciendo una fuerza neta de sentido contrario a la anterior, lo cual cambia el sentido de movimiento.

En definitiva, se genera oscilación de la punta de herramienta alrededor de la posición estática producida por las cargas estáticas. No obstante, la unión entre los dos imanes y la herramienta debe ser rígida para convertir toda la fuerza magnética en desplazamiento de la punta, y evitar la disipación de energía en esta unión.

Con relación a la frecuencia de oscilación o vibración, la misma se gobierna por la frecuencia de corriente eléctrica.

En cuanto a los imanes, existe en el mercado imanes adecuados para esta aplicación que no requieren de modificación considerable. Algunos de estos imanes tienen una rosca exterior que facilita la unión con la herramienta, y que puede ser complementada por el uso de un pegamento para impedir el destornillado y el aflojamiento, así como los efectos consiguientes.

Encima de eso, el mango de la herramienta es ferromagnético, lo cual significa que habrá otra fuerza que tenderá a unir el imán permanente con la herramienta convencional. Sin embargo, si la fuerza neta entre el electroimán y los dos imanes es inferior a la fuerza adhesiva de los mismos, se podría llegar a prescindir de la unión roscada. Pero no es lo recomendado, porque puede haber una componente significativa de la fuerza excitadora que es paralela a las superficies de unión, y que no puede soportar la unión magnética, la cizalla y la torsión concretamente.

En la fig. 5.15 se representa un esquema de estos imanes permanentes, y en la tabla 5.5 se agrupa una colección de imanes disponibles junto con las fuerzas adhesivas que son capaces de aguantar. Así como la temperatura máxima de funcionamiento que es un factor limitador que limita las temperaturas del cilindrado asistido por vibración.

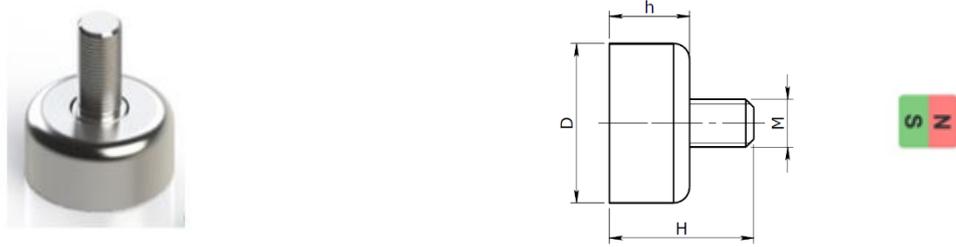


Fig. 5.15. Representación de imanes permanentes con rosca exterior [37].

Tabla 5.5. Características de imanes permanentes con rosca exterior.

Referencia	Fuerza adhesiva [kg]	Temperatura de Curie [°C]	D [mm]	H [mm]	h [mm]	M	Precio [€]
TO-AM3-10x5-N35-N	2,0	80	10	12	5	M3	1,55
TO-AM3-12x5-N35-N	3,0	80	12	13	5	M3	1,59
TO-AM4-16x5-N42-N	8,0	80	16	13	5	M4	2,35
TO-AM4-20x7-N42-N	12,0	80	20	15	7	M4	3,45
TO-AM5-25x8-N42-N	25,0	80	25	15	8	M5	3,95
TO-AM8-42x9-N35-N	45,0	80	42	20	9	M8	9,22

Los imanes permanentes en cuestión tienen el polo norte por la parte roscada, mientras que el polo sur está por la parte opuesta. La longitud de rosca es demasiado larga en comparación con el ancho de la herramienta convencional, por tanto, debe ser reducida. No obstante, esto no implica una tarea compleja dado que es posible de realizar mediante una amoladora que se utiliza para afilar las cuchillas de mecanizado caracterizadas por alta dureza.

Existe otro modelo de imanes apto para ser empleado en esta aplicación, se trata de unos imanes en forma de aro avellanado (ver fig. 5.16). Lo que significa que se unen por medio de un tornillo de cabeza avellanada a la bancada, o al elemento al que se desea unirlos.



Fig. 5.16. Imán de aro avellanado de D12 x 6 [43].

La tabla 5.6 muestra las características principales de algunos imanes de aro avellanado. Como se intuye de esta tabla y la tabla 5.5, no es posible utilizar imanes de fuerzas adhesivas muy altas, debido a que su aumento es proporcional al tamaño de los mismos. Por consiguiente, proporcional al diámetro interior que es el parámetro limitador, dada la altura limitada de la herramienta convencional.

Tabla 5.6. Características de los imanes de aro avellanado.

Referencia	Fuerza adhesiva [kg]	Temperatura de Curie [°C]	Diámetro exterior [mm]	Grosor [mm]	Diámetro interior [mm]	Precio [€]
SAT010A	1,7	80	10	4,5	4	0,39
SAT012	3,2	80	12	6	4	0,78
SAT015A	3,55	80	15	4	4	0,78
SAT015	2,9	80	15	4	4	0,78
SAT018B	4,4	80	18	4	6	1,11
SAT020	9	80	20	10	10	3,39

Para las dimensiones de diámetro y espesor de 12 y 6 mm respectivamente, este segundo modelo de imanes proporciona mayor fuerza adhesiva. Por lo cual, se espera que genere mayor desplazamiento o amplitud de vibración. Pero, para el resto de valores del diámetro exterior, son más fuertes los imanes que poseen rosca exterior, o sea el primer modelo.

Basando en la relación entre las dimensiones de los imanes y la fuerza magnética que los caracteriza, se elige el de aro avellanado que se ubica en la segunda fila de la tabla 5.6, con referencia SAT012. Sin embargo, se puede emplear otros imanes de mayor fuerza adhesiva si fuera necesario realizando las modificaciones necesarias, o preparando una herramienta convencional para cada familia de imanes que poseen la misma rosca, o mismo diámetro interior, según el tipo escogido.

Con respecto al deslizamiento de la herramienta convencional sobre el bastidor, es posible de conseguir de las siguientes maneras:

- Mejorando la calidad de acabado superficial de la parte inferior de la herramienta con una operación de rectificado o pulido, así como el de la superficie del bastidor en contacto con ella.
- Lubricando las superficies de contacto.
- Haciendo que se deslice la herramienta sobre bolas o rodillos.
- Mecanizando ranuras sobre la cara del bastidor sobre la cual se apoya la herramienta para reducir la superficie de contacto.

La finalidad de todas estas medidas es la reducción del coeficiente de rozamiento entre las superficies de contacto. Por ende, reducir las fuerzas pasivas o resistentes. De otro lado, el rozamiento es una fuente de vibración aleatoria. Por tanto, debe ser reducido al máximo para evitar el desplazamiento de la punta en la dirección vertical que se intenta evitar.

En la fig. 5.17 se muestran dos alternativas para reducir el rozamiento. Tal vez, y de forma global, la mejor alternativa es la mostrada en la fig. 5.17 (a), puesto que es la que produciría más estabilidad de la herramienta. En cualquier caso, se decidirá posteriormente por definitivo qué alternativa escoger.

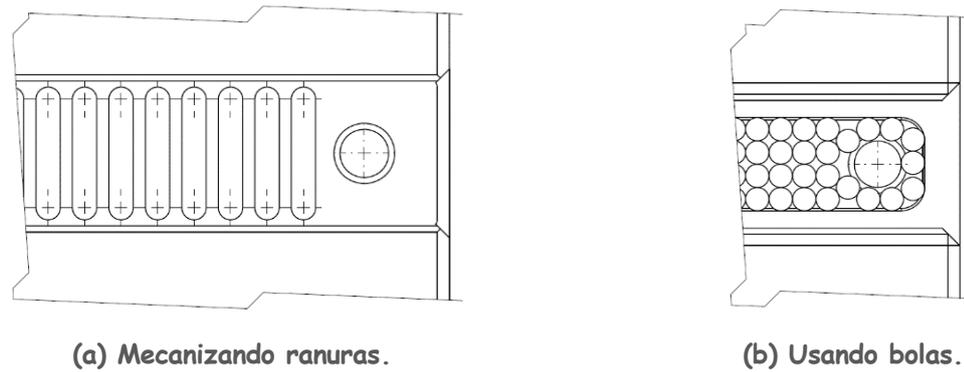


Fig. 5.17. Alternativas para reducción de rozamiento.

La unión entre el bastidor y la herramienta se realizará mediante unión atornillada. Para ello se hará servir un tornillo de cabeza cilíndrica ranurada de métrica 5. Adicionalmente, se interpondrá una arandela de presión entre la herramienta convencional y la tuerca, con la finalidad de evitar el desenroscado. Por tanto, evitar el desmontaje de la unión por causa de las vibraciones y por la reducción de la fuerza de montaje. No se ha escogido una rosca de diámetro nominal mayor debido a que eso requerirá de un agujero de dimensiones mayores, debilitando a la herramienta en la zona de unión.

La arandela de presión llamada también arandela de Grower, es una arandela hendida cuyos extremos están curvados hacia afuera. De modo que cuando están aprisionados aplican una fuerza elástica de reacción que tiende a recuperar la posición inicial, que aumenta la fuerza de rozamiento o fuerza tangencial aplicada sobre las superficies de contacto, oponiendo de esta manera al desenroscado.

La unión entre la herramienta convencional y el bastidor se llevará a cabo mediante un ajuste con apriete y colocación con mazo, sin deterioro por el montaje y desmontaje, lo cual requiere de unas tolerancias y acabados exigentes. En la tabla 5.3 se tiene una recomendación que se puede hacer servir extracta del material docente recopilado durante la carrera académica.

Tabla 5.7. Ajustes con apriete recomendados según la funcionalidad deseada.

		Agujero base			Eje base			
		H7	H8	H11	h6	h7	h8	h11
No transmitir esfuerzo notable y que puedan montarse y desmontarse sin deterioro	Colocación a mano	h6	h7	h11	H7	H8	H8	H11
	Colocación con mazo	k6			K7			
No transmitir esfuerzo notable y que puedan montarse y desmontarse con deterioro	Colocación con mazo	m6			M7			
	Montaje con prensa o dilatación	n6			N7			
		p6			P7			
		r6			R7			
		r6	u7		R7	U8		
		s6			S7	X7		
		x7			U7	Z7		

El valor nominal viene establecido por el ancho del mango de la herramienta convencional y tiene un valor de 10 mm. Consultando la norma EN 20286-1:1993 se obtienen los intervalos de tolerancias IT , desviación inferior d_i , y desviación superior d_s , de cada posición de tolerancia de interés.

Para el tipo de apriete deseado se dispone de dos posibilidades, partir de un agujero base de tolerancia H7 o de eje base que tiene una tolerancia de h6, siendo:

$$10\text{H}7 \equiv 10 \begin{matrix} 0,015 \\ 0 \end{matrix}, \quad 10\text{h}6 \equiv 10 \begin{matrix} 0 \\ -0,010 \end{matrix}$$

Ahora bien, la herramienta convencional tiene ancho bastante próximo a 10,00 mm, incluida la pintura, sin descuidar la mala calidad de su superficie exterior. De otro lado, los intervalos de tolerancia son muy estrechos en el orden de centésima de milímetro. Por tanto, hacer servir los ajustes mostrados en la tabla 5.5 no es viable para esta cota nominal. Sobre todo, desde el punto de vista de fabricación y del balance coste-aportación de llevar a cabo eso.

Igualmente para el resto de tolerancias, k6, m6, n6, K7, M7 y N7, dado que tienen márgenes de tolerancia muy estrechos, que contribuyen en encarecer la producción sin aportar utilidad mencionable. Además, los aprietes mostrados en la tabla 5.7 no tienen en cuenta el material de las piezas a unir.

Por consiguiente, se ha decidido hacer servir diferentes materiales para las piezas involucradas. Así pues, se empleará aluminio para fabricar el bastidor por ser no magnético, ya que se encuentra en la parte delantera cerca de la fuente de virutas y partículas extraídas durante el mecanizado, que pueden acumularse allí dificultando la evacuación de las mismas. Sin embargo, el material del mango de herramienta convencional no es apto para ser cambiado debido a que es un elemento comercial.

De esta manera se puede ampliar el intervalo de tolerancia debido a la baja dureza del aluminio, sin imposibilitar la unión mediante el apriete con las características mencionadas anteriormente. Por tanto, se diseñará esta unión con un ajuste con apriete con las siguientes características:

- Reducir el ancho de mango de herramienta convencional a lo largo de un tramo de 11 mm en la parte posterior. Con esto se consigue mayor semejanza entre la herramienta y el modelo de una viga empotrada. El motivo de escoger un de valor de 11 mm es evitar que una de las secciones transversales del mango que contienen el agujero vertical sea la crítica, sobre todo la que contiene el eje del mismo, ya que la sección crítica es la de empotramiento.
- Aumentar el intervalo de tolerancias a 50 micras y escoger d_i , y d_s , de modo que no se tendrán problemas o dificultades de fabricación. Por consiguiente, se ha decidido definir las siguientes cotas del ajuste:

- Cota del ancho herramienta:

$$10^{+0,10}_{-0,14}$$

- Cota del ancho de ranura del bastidor:

$$10^{+0,17}_{-0,21}$$

Por ende, se tiene un apriete mínimo Ap_{min} , y apriete máximo Ap_{max} de 0,03 y 0,11 milímetros respectivamente.

La tuerca escogida es una tuerca ciega abombada por motivos ergonómicos ya que no da lugar a salientes con punta, los cuales pueden generar lesiones. No obstante, se puede utilizar adicionalmente otra tuerca hexagonal junto con la abombada que actuará como contratuerca evitando el desenroscado.

El agujero del bastidor por el cual se introduce el tornillo de cabeza cilíndrica ranurada de M5, debería ser de diámetro ligeramente mayor que su análogo en el mango de herramienta convencional para evitar problemas de montaje. Dado que se ha diseñado un ajuste, montaje del cual, podría resultar afectado por la poca holgura entre el agujero del bastidor y la espiga del tornillo de M5.

Sin embargo, se puede prescindir de esta holgura si se quisiera fabricar una sola unidad y no tener la intención de desmontaje y montaje frecuentes. En caso contrario, y sin holgura, esta operación no sería sencilla debido a que el ajuste es con apriete y no es con juego.

Por último, queda por solucionar la unión entre el núcleo del solenoide y el bastidor. Dado que se debe garantizar continuidad del mismo, no se ve adecuado el uso de los tipos de unión convencionales que requieren de un agujero. Quizás el mejor tipo de unión que garantiza continuidad del flujo magnético es la unión mediante adhesivos estructurales, que se usan en automoción para las uniones de estructura de carrocería, incluida la de los camiones. Además de ser usados en aeronáutica y estructuras.

Por consiguiente, aparecen ser fuertes y elegibles para ser probados. Sin embargo, en el diseño mecánico, tal vez no tienen uso, por lo menos uso significativo. Pero no estaría mal empezar a probarlos y no aportaría ningún inconveniente dado que es la única manera de conocer a su eficacia. No obstante, puede haber riesgo relacionado con la temperatura que se alcanza por el calentamiento del núcleo debido a las pérdidas energéticas.

Si la prueba de estos adhesivos no sea lo suficiente eficiente, o se prescinde de ellos por alguna razón, sería necesario recurrir a la implementación de uniones convencionales. En ese caso, aparentemente, la mejor alternativa es la soldadura, la cual exige que el metal del bastidor sea soldable, que no es así ya que se ha decidido fabricarlo con aluminio. Por lo que,

la soldadura no es una solución para este caso.

En cualquier caso, se puede recurrir a aprisionar el núcleo del solenoide generando una fuerza de rozamiento que evite el movimiento relativo del mismo con respecto al bastidor. Esta unión se puede conseguir inventando una pieza de fijación unida al bastidor mediante una unión atornillada sin perforar al núcleo. Lo cual requiere de añadir un agujero roscado al bastidor, y como es de aluminio debería ser bastante largo para evitar la ruptura de los filetes a la hora del montaje.

Antes de dar por completo la concepción del conjunto, se han ocurrido algunas mejoras desde la perspectiva de fabricación y optimización de diseño. En cuanto a la primera perspectiva, es evidente que mecanizar ranuras transversales en el bastidor (ver fig. 5.17) es más complejo y lento que mecanizarlas longitudinalmente.

Sin embargo, es posible que las ranuras transversales otorguen mayor rigidez a la superficie en que se encuentran, pero tampoco esto es un requisito crítico. Además, reduciendo la profundidad de ranuras disminuye la pérdida de rigidez. Por lo que, se diseñará el bastidor con ranuras longitudinales.

En cuanto a la segunda perspectiva, haciendo un *benchmarking* de los núcleos de transformadores, se concluye una diferencia radical con respecto a la concepción actual del núcleo. De manera que, los núcleos de transformadores comerciales están formados por láminas delgadas unidas entre sí con algún adhesivo, y aislándolas unas de otras mediante una capa de barniz u óxido.

El motivo es que cuando un núcleo macizo se somete a un campo magnético variable, circulan en su interior corrientes parásitas que lo recalientan, denominadas corrientes de Foucault. Con el aislamiento las corrientes parásitas que hay en una lámina no se cortocircuitan con las corrientes de las láminas adyacentes.

Sin embargo, las corrientes de Foucault no son la única fuente de calor que recalienta el núcleo, sino que la dispersión de flujo magnético y la histéresis del material también contribuyen en el calentamiento del mismo. Además de las pérdidas por el efecto Joule en el bobinado que se transforman en calor.

El calentamiento del núcleo debe ser tenido en cuenta, ya que los imanes permanentes tienen una temperatura de Curie limitada de 80 C°. Para evitar el calentamiento excesivo del núcleo debe ser enfriado sin uso de líquidos refrigerantes, empleando aire comprimido por ejemplo, que sirviera también de evacuador de virutas de la zona anterior de la herramienta.

Para optimizar el diseño del núcleo se ha recurrido a reciclar un núcleo de un transformador. No obstante, debe ser sometido a cambios que lo habilitan para ser aprovechado. En el plano correspondiente al núcleo se puede ver la forma final que tendrá. Igualmente para el resto de

elementos, la geometría final se podrá consultar en sus correspondientes planos adjuntos.

Con todo lo precitado hasta ahora se llega a la concepción del conjunto mostrado en la fig. 5.18.

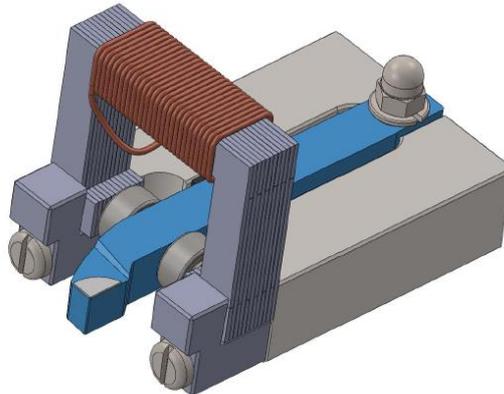


Fig. 5.18. Ensamble de piezas de la herramienta.

Los rebajes que se ven en el bastidor, en la parte próxima a los imanes permanentes, tienen la finalidad de impedir interferencias con éstos. Pueden ser de profundidad horizontal mucho menor, pero desde la perspectiva de fabricación es mejor que sean así debido al uso de fresas de mayor diámetro. Es decir, esa profundidad que puede considerarse demasiado, es debida al tamaño de la fresa. Sino, con un par de milímetros o incluso menos se tendría suficiente para evitar interferencias e inconvenientes.

La unión entre los imanes permanentes y la herramienta convencional es una unión atornillada, lo cual implica insertar un agujero roscado cuya métrica viene determinada por los mismos. Por factores relacionados con la fabricación el agujero debería ser pasante, ya que el ancho de la herramienta convencional es pequeño en comparación con la longitud no efectiva de los machos de roscar. El hecho que daría lugar a una longitud efectiva de rosca muy pequeña.

Sin embargo, desde el punto de vista de resistencia de materiales, puede ser más interesante que el agujero no sea pasante. Sobre todo que es posible de lograr con un macho de roscar por máquina. Pero, no se dispone de roscadora ni de centro de mecanizado de CNC.

El tornillo a escoger debe ser de cabeza avellanada debido a la forma del agujero interior de los imanes. Además de la necesidad a reducir la distancia entre éstos y la cara frontal de los extremos del electroimán dado que el tornillo estará completamente oculto. La norma DIN 7991 pone a disposición un tornillo Allen de cabeza avellanada de dimensiones adecuadas sin producir interferencias ni recurrir al recorte del mismo, que es de M4 x 10.

En la fig. 5.19 se representa un croquis de la unión entre los imanes permanentes y la

herramienta convencional. Así como los espacios que tienen lugar entre los elementos involucrados de modo que se puede comprobar que no hay interferencias.

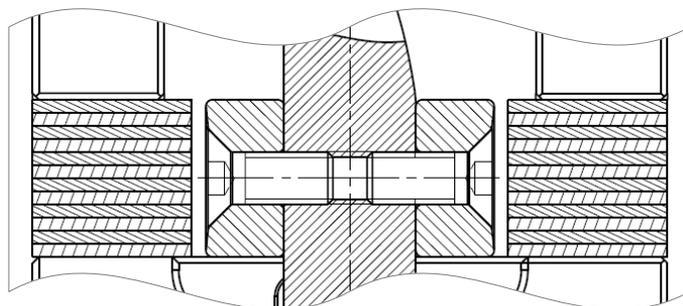


Fig. 5.19. Unión entre los imanes permanentes y la herramienta convencional.

Para lograr mayor estabilidad de la herramienta y evitar movimientos muy acelerados y bruscos en caso de corrientes altas, se utilizarán dos gomas elásticas una por cada uno de los lados de la herramienta convencional. Estas gomas se intercalan entre la herramienta convencional y la pared lateral de la ranura de bastidor.

Finalmente, se añade una placa de plástico en la cual se montarán dos conectores banana hembras. Por un extremo se conectan las terminales del solenoide por medio de unos terminales de horquilla, y por otro, los conectores banana machos, que se conectarán a la fuente de alimentación.

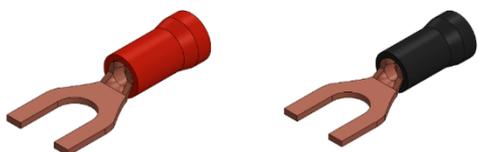


Fig. 5.20. Terminales de horquilla.

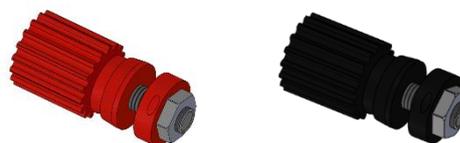


Fig. 5.21. Conectores banana hembras

La unión de la placa soportadora de los conectores banana hembras al bastidor se realizará mediante una unión atornillada usando un tornillo de cabeza cilíndrica de M3. Además de una arandela para aumentar la sección de contacto. De esta manera se reduce la tensión aplicada sobre la placa y se evitan la deformación y desgaste indeseados de ésta.

Con estas adiciones la concepción final de la herramienta asistida por vibración es la que se muestra en la fig. 5.22.

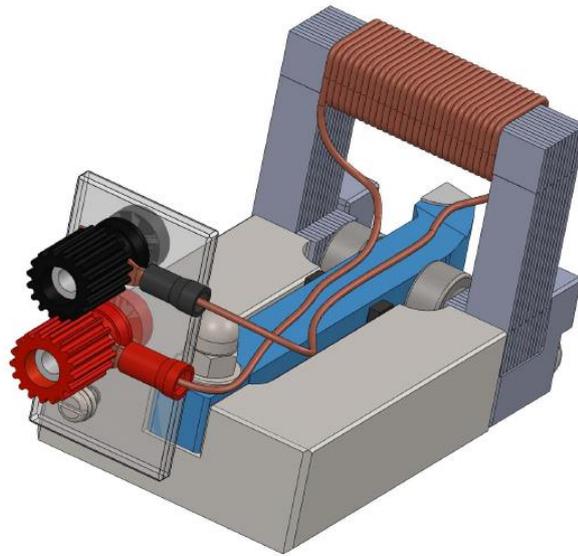


Fig. 5.22. La concepción final de la herramienta.

5.3. Análisis de la concepción final

Se ha diseñado un ajuste con apriete para unir el bastidor con la herramienta para que se asimile lo máximo posible al empotramiento, cumpliendo así las hipótesis supuestas. Ahora bien, la herramienta convencional tiene una vida determinada que viene dada por la duración de la plaquita soldada al mango. Por tanto, pueden generarse preocupaciones relativas a la sustitución de ésta por otra nueva, lo cual puede perjudicar a la eficacia del ajuste con apriete. Debido a que el montaje y el desmontaje de esta unión puede causar extracción de material y deformación plástica que se traducen en reducción del apriete, incluso desaparecerlo.

Si fuese el caso, se puede recurrir a agregar una pieza simple de sacrificio intercalada entre el bastidor y la herramienta convencional. No obstante, esta pieza debería ser fabricada de un material más blando que los materiales de las dos piezas precitadas. De esta manera, la deformación plástica y el desgaste por el montaje y desmontaje serían sufridos por la pieza de sacrificio, por lo menos mayoritariamente.

No obstante, esta solución implica dificultades serias respectivas a la fabricación de la pieza de sacrificio, exactamente las uniones con las dos piezas involucradas. En concreto, el contorno exterior que estará en contacto con el bastidor, ya que no es posible el acceso de una herramienta de mecanizado para lograr ángulos rectos. O sea, esquinas sin radio de acuerdo interior menor que el de la herramienta de corte.

Sin embargo, es posible pensar en mecanizar una ranura en el bastidor cuya longitud sea mayor a la longitud de la pieza de sacrificio. Pero, esto no es fiable en este diseño debido a limitaciones en la longitud total del bastidor que viene limitado por la longitud de la herramienta

convencional, y por el espacio ya que el bastidor se coloca en la torreta para la sujeción que tiene un espacio limitado en ancho.

Teniendo en cuenta estos convenientes e inconvenientes se concluye que no es factible el uso de la propuesta tratada anteriormente. No obstante, existe otra solución que teóricamente es la más idónea. Pero es mucho más cara que la elegida al comienzo del diseño. Sobre todo que no se tiene garantía de conseguir una mejora en el mecanizado asistido por vibración, y por tratarse por ahora, de descubrir si hay efecto o no.

En definitiva, si los resultados del ensayo de la herramienta asistida por vibración fuesen satisfechos se podría plantear la sustitución de la herramienta convencional por un mango y plaquitas de recambio. De modo que no sería necesario el desmontaje del ajuste con apriete.

De otro lado, puede producirse preocupación por la longitud relativamente larga de la longitud libre de la herramienta convencional. Al respecto, si durante el ensayo de la herramienta se descubriese alguna anomalía por causa de este asunto, se podría solucionar creando unas fuerzas aplicadas sobre el mango a lo largo de su longitud de sentido hacia abajo. De esta manera se consigue apretar el mango con la base sobre la que se apoya –fondo de la ranura pasante del bastidor- evitando la deflexión o movimiento en el plano vertical.

En cuanto a cómo generar estas fuerzas, se podría lograr mediante campos magnéticos generados por imanes permanentes colocados en la parte interior del bastidor. No obstante, se debería reducir la distancia separadora que hay entre el plano inferior del bastidor y su análogo del mango. Mecanizando unas cajeras en la parte inferior en las cuales se introducirían los imanes permanentes, consiguiendo también esconderlos, lo que posibilita prescindir de tornillos para evitar movimientos tangenciales de los mismos.

En principio, el aluminio es un material que no modifica la dirección de las líneas magnéticas como se ilustra en la fig. 4.13, ya que es no ferromagnético. Sin embargo, se podría hacer un taladrado de eje colineal al de la cajera en que se introduce el imán. Pero, el diámetro de este taladrado debe ser lo suficiente pequeño como para evitar la deformación del material sobrante, puesto que éste puede obstaculizar y perturbar la vibración deseada de la herramienta convencional. No obstante, esta medida podría suponer un inconveniente a la resistencia y estabilidad del bastidor, dado que implica reducción de material del mismo.

La acción del campo magnético que produce la vibración no se aplica en la punta de cuchilla, sino a una cierta distancia de la misma. A nivel de cálculos se puede modelar la acción electromagnética como una fuerza aplicada en el centro de presiones de la sección transversal del extremo del núcleo, y que coincide con el eje de los imanes.

Por tanto, como se obtiene de los planos correspondientes, la distancia entre el punto de aplicación de la fuerza electromagnética y el empotramiento es de 53 mm, que, para esta

estimación, corresponde a la variable L en la ec. 5.1. Despejando el cociente $x(z)/F_x$, es posible representar la deformada cualitativa de la herramienta en el plano horizontal, en el tramo comprendido entre el empotramiento y los ejes de imanes.

En la fig. 5.23 se muestra la deformada cualitativa de ese tramo en caso de despreciar la acción de las fuerzas de mecanizado, F_c y F_a .

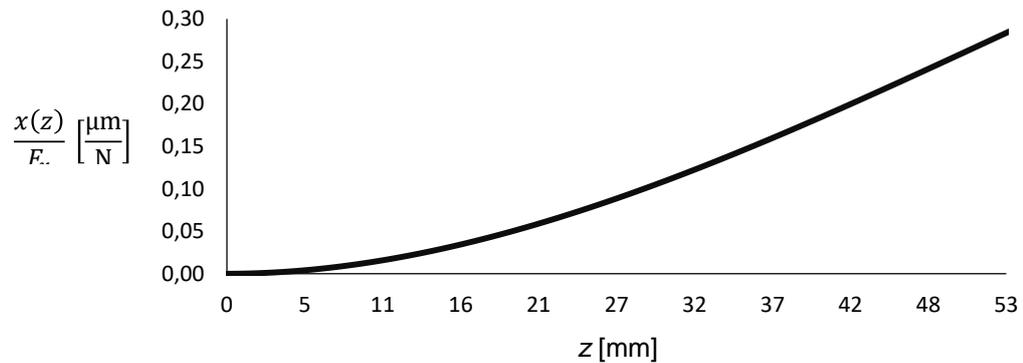


Fig. 5.23. La estática cualitativa de la herramienta en un tramo.

Dando valores a F_x , y representando $x(z)$ evaluada en $L = 53$ mm, se obtiene una idea sobre el orden de fuerzas requerido para generar un determinado desplazamiento, o amplitud de desplazamiento, en caso de un movimiento oscilatorio (fig. 5.24).

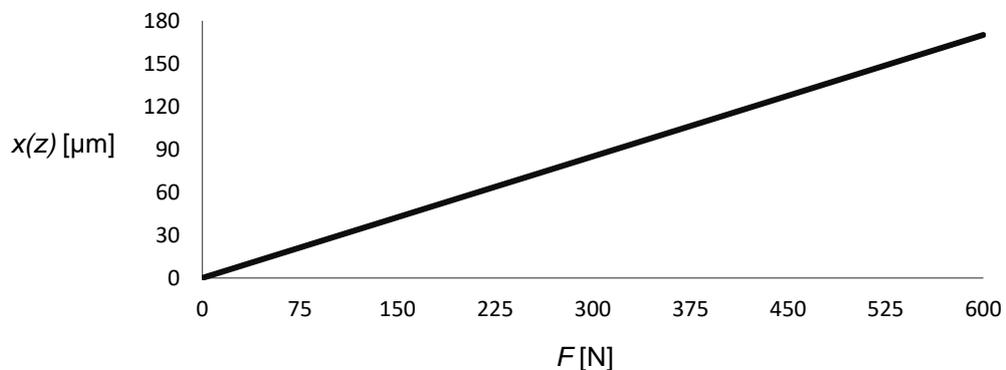


Fig. 5.24. El desplazamiento de la sección transversal a $L = 53$ mm en función de la fuerza.

Teóricamente, el desplazamiento de la fibra neutra formada por las secciones transversales más allá de la sección que coincide con el eje de los imanes, tienen el mismo desplazamiento cuando no se aplican fuerzas en este tramo. Sin embargo, esto no sucede cuando la herramienta efectúa el corte dado que aparecen dos fuerzas, una es de corte y otra de avance.

De todos modos, se han descartado las fuerzas precisadas puesto que se trata de comprobar que el orden de su magnitud no es enorme o claramente inalcanzable. Además, tampoco es

posible conocer con buena precisión la magnitud de la fuerza magnética a partir de los parámetros de los que depende, ya que se carece a una expresión analítica de la misma.

Por ende, no es posible determinar analíticamente todas las acciones a la que estará sometida la herramienta durante el mecanizado. En consecuencia, no es posible comprobar la resistencia mecánica de la herramienta a las fuerzas que la solicitan. Sobre todo la resistencia a fatiga. Sin embargo, el desgaste de la plaquita soldada conlleva a prescindir de la comprobación de resistencia a fatiga del mango de herramienta, puesto que eso implica una vida finita de la misma.

No obstante, en caso de optar por sustituir la herramienta convencional con un mango y plaquita de recambio, se debería tener en cuenta la resistencia a fatiga infinita de éste. Por consiguiente, pueden aparecer más posibilidades y alternativas para la unión del mango al bastidor. En ese caso, el mango debería ser templado y tratado de modo que no falle por el picado en la zona de contacto con la plaquita.

Finalmente, debido al cambio en la configuración de la herramienta convencional dentro del conjunto, se va a determinar la nueva frecuencia propia del primer modo vibratorio propio. Porque, como se puede notar en la fig. 5.22, la longitud libre se ha reducido con respecto al valor tomado para el primer cálculo analítico de la frecuencia natural del primer modo vibratorio propio. Con conformidad al plano 4, dicho decremento es de 11 mm, por tanto, la nueva longitud libre es de 82,5 mm:

Por consiguiente, la masa se ve afectada y disminuida en una porción que se puede determinar a partir de la densidad del acero y el volumen correspondiente al tramo a descontar, ΔV .

Sabiendo que el acero tiene una densidad de $7\,850\text{ kg/m}^3$, y que el tramo a descontar tiene una longitud de 11 mm, resulta que $\Delta V = 1\,100\text{ mm}^3$, que le corresponde una masa Δm de 8,6 g. Entonces, la nueva masa correspondiente a la longitud voladiza es $m' = 60,9\text{ g}$. Sustituyendo valores en la ec. 3.19 se obtiene la nueva frecuencia natural del primer modo vibratorio propio de la herramienta convencional para la configuración de la confección final diseñada: $f_0 = 1\,284,5\text{ Hz}$.

Que es un valor mayor al obtenido mediante la simulación del análisis de frecuencia que se muestra en la fig. 5.9 y que es de 1 160,6 Hz. Pero menor al valor obtenido por la simulación de análisis de frecuencia para la configuración o concepción final, que se verá a continuación.

Se recuerda que la expresión analítica de la frecuencia propia se obtuvo asumiendo que la sección transversal de la herramienta convencional es uniforme, lo que es uno de los factores que producen disparidad entre el resultado analítico y el de la simulación.

Como se concluyó anteriormente al estudiar el efecto de las fuerzas de mecanizado sobre las frecuencias naturales y los modos propios, las sujeciones y su tipo hace cambiar a éstos. Por

tanto, es necesario volver a simular la herramienta con las nuevas condiciones de contorno para estimar las frecuencias resonantes y los modos propios correspondientes a la configuración actual. Llevando a cabo la nueva simulación se han obtenido los resultados mostrados en la fig. 5.25.

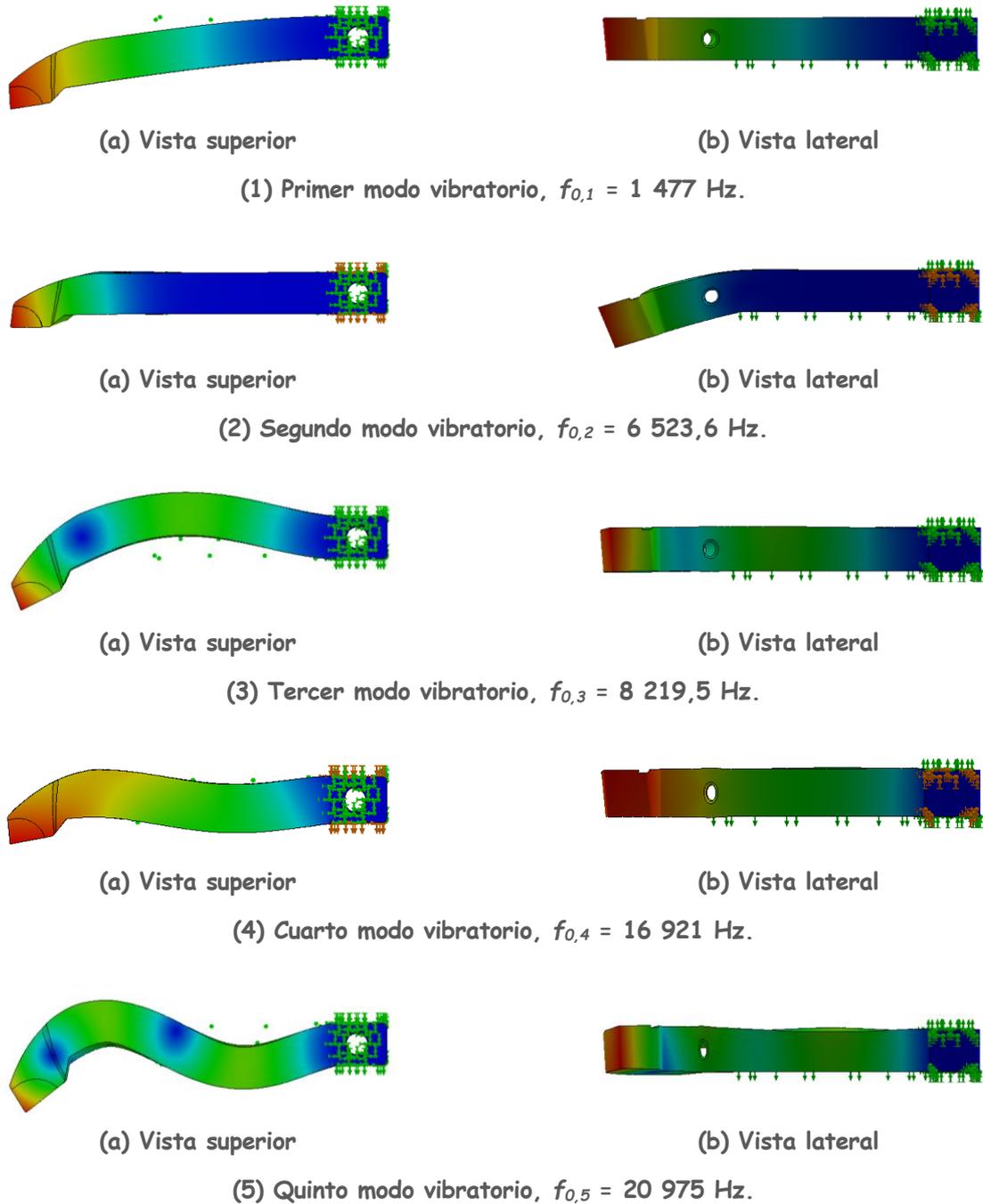


Fig. 5.25. Los 5 primeros modos propios de la herramienta; según la configuración de la concepción final.

Como se puede observar, comparando la fig. 5.25 con fig. 5.9, ha habido diferencias entre los

resultados correspondientes a las dos configuraciones en cuestión. De manera que han cambiado todas las frecuencias naturales de la herramienta; no obstante, el cambio más destacable el relacionado con el modo propio que representa la vibración en el plano vertical.

Para la nueva configuración ese modo vibratorio corresponde al segundo modo vibratorio con una frecuencia propia de 6 523,6 Hz. Mientras que corresponde al tercer modo propio para la otra configuración teniendo una frecuencia natural de mayor valor igual a 8 519,6 Hz.

6. FABRICACIÓN DEL PROTOTIPO

Para lo que se relaciona con este capítulo, se ha considerado que es más adecuada la agrupación de la información requerida para obtener un prototipo en anexos, en los que se han incluido los planos y las rutas tecnológicas de cada uno de los componentes de la herramienta que serán fabricados, o modificados, así como el montaje y desmontaje del conjunto:

- Bastidor
- Elemento de fijación
- Herramienta convencional
- Núcleo del solenoide
- Placa de conexión

Entonces, para lo que se relaciona con este capítulo se debería consultar los anexos A y B. Además evidentemente, de los planos correspondientes a cada elemento, plano del ensamble del conjunto y la vista explosionada.

7. ENSAYADO DEL PROTOTIPO

Después de haber comprobado que se produce vibración con el prototipo fabricado al energizar la bobina, ha llegado el paso siguiente que consiste en ensayar la herramienta con la finalidad de verificar si la vibración tiene efecto en el mecanizado o no. Pero antes de proceder en el ensayo se va a realizar un análisis eléctrico de la herramienta, que es lo que viene a continuación.

7.1. Análisis eléctrico y el equipo de aparatos empleados

La herramienta consta de una parte eléctrica o electrónica responsable de suministrar la corriente eléctrica necesaria para la producción del campo magnético. Por tanto, se requiere de una fuente eléctrica alterna y algunos aparatos auxiliares. Preferiblemente, la fuente ha de ser de corriente variable en lugar de tensión variable puesto que es la magnitud que interesa maximizar, por exhibir la mayor contribución en el aumento de la densidad del campo magnético B .

Sin embargo, no se dispone de una fuente de corriente variable que suministre intensidades en el orden deseado. No obstante, se tiene al alcance una fuente de tensión variable capaz de suministrar tensiones superiores a 90 V cuando se conecta solamente el electroimán a sus terminales. En la fig. 7.1 se muestra la fuente de tensión a emplear que fue diseñada y fabricada por el director de este trabajo, Hernán Alberto González Rojas.

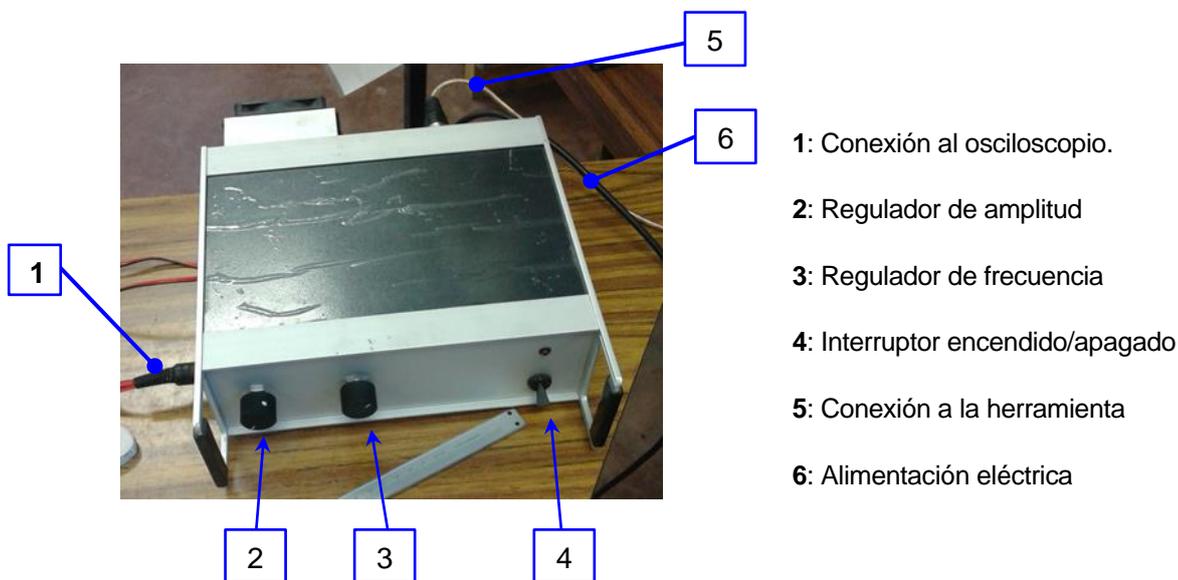


Fig. 7.1. Fuente de tensión variable empleada.

No obstante, existe un problema consistente en la disminución de corriente eléctrica suministrada a la bobina con el aumento de la frecuencia eléctrica, porque la reactancia inductiva es directamente proporcional a la frecuencia, y la tensión \underline{V} es el producto de la impedancia \underline{Z} por la intensidad I , es decir:

$$I = \frac{V}{Z} \quad (\text{Ec. 7.1})$$

En donde \underline{V} , \underline{Z} y I están expresadas en Voltio V, Ohm Ω y Ampere A, respectivamente.

Por consiguiente, no se tiene la garantía de transformar el aumento de tensión en aumento de corriente que consume la bobina al variar la frecuencia, ya que puede darse el caso de que el aumento producido en la impedancia con la frecuencia sea mucho mayor que su análogo en la tensión. Sobre todo que el margen de frecuencias suministradas por la fuente de tensión es muy amplio con respecto al que se puede alcanzar por las tensiones, alrededor de 13 000 Hz enfrente de unos 90 V.

Por desgracia, este escenario es el que tiene lugar en esta aplicación como se verá posteriormente, ya que la impedancia de una bobina aumenta de forma lineal y proporcional a la frecuencia. No obstante, es posible encontrar soluciones para solucionar este inconveniente, por lo menos para algunos rangos de frecuencias que son de mayor interés. Es decir, alrededores de las frecuencias naturales de los modos vibratorios propios de la herramienta interesantes, o a cualquier frecuencia a la que se desea ensayar la herramienta.

Sustituyendo valores en la ec. 5.13, sabiendo que la resistividad eléctrica del cobre es de $0,0171 \Omega \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{m}^{-1}$, que el solenoide tiene una longitud de 16 m y el alambre escogido definitivamente es de 1 mm de diámetro, y siendo $S = 0,7854 \text{ mm}^2$, se obtiene la resistencia eléctrica que representa el alambre de cobre esmaltado: $R = 0,348 \Omega$.

La inductancia del solenoide L_L , ha sido obtenida midiéndola con un multímetro medidor de inductancia como el que se muestra en la fig. 7.2, y es de 5,4 mH.



Fig. 7.2. Un medidor de inductancia [45].

Por tanto, la reactancia inductiva de la bobina \underline{X}_L es:

$$\underline{X}_L = j\omega \cdot L_L \quad (\text{Ec. 7.2})$$

En donde ω viene dada por la ec. 4.29, siendo Ohm, rad/s y Henrio H, las unidades en que están expresados \underline{X}_L , la oscilación ω y L_L respectivamente.

Sustituyendo valores se obtiene:

$$\underline{X}_L = j33,929 \cdot 10^{-3} \cdot f \quad (\text{S.I})$$

El circuito eléctrico equivalente se puede ver en la fig. 7.3.

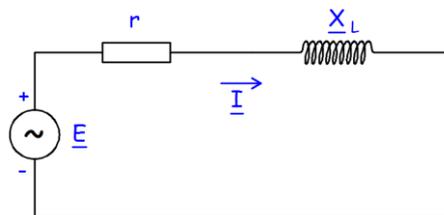


Fig. 7.3. Circuito eléctrico equivalente de la herramienta.

Aplicando la ley de Kirchhoff a este circuito de una sola malla se obtiene:

$$-\underline{E} + \underline{I} \cdot (\underline{R} + \underline{X}_L) = 0$$

De donde,

$$\underline{I} = \frac{\underline{E}}{(\underline{R} + \underline{X}_L)} = \frac{\underline{E}}{(0,348 + j33,929 \cdot 10^{-3} \cdot f)}$$

Despejando el cociente fasorial de la corriente y tensión se puede obtener una expresión de cómo variaría la intensidad de corriente con la frecuencia:

$$\frac{\underline{I}}{\underline{E}} = \frac{1}{(0,348 + j33,929 \cdot 10^{-3} \cdot f)}$$

De la cual se deriva la expresión del módulo de este cociente:

$$\left| \frac{\underline{I}}{\underline{E}} \right| = \frac{1}{\sqrt{(0,348)^2 + (33,929 \cdot 10^{-3} \cdot f)^2}} \quad (\text{Ec. 7.3})$$

Representando la ec. 7.3 se ha obtenido el diagrama mostrado en la fig. 7.4.

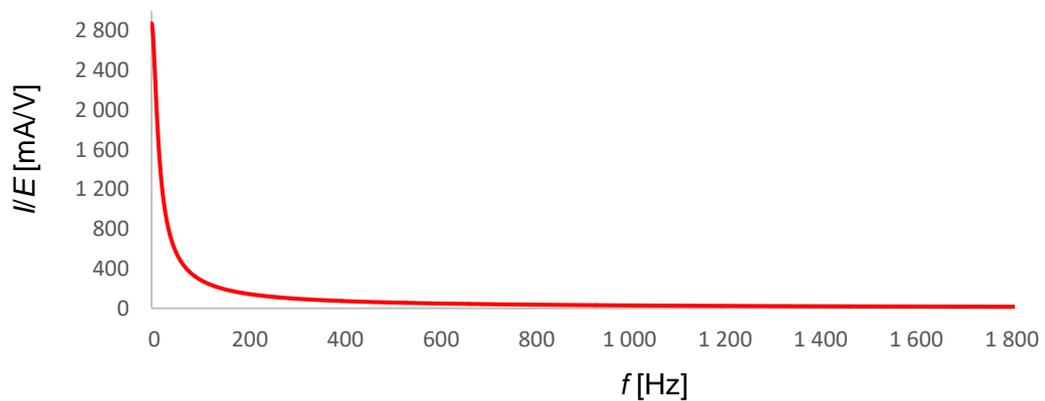


Fig. 7.4. Variación del cociente I/E con f .

Como se observa, la corriente eléctrica producida por la fuente de tensión variable es monótonamente decreciente, representando el valor máximo a frecuencia nula. Como se nota, decrece muy rápido con la frecuencia en el intervalo inferior a 200 Hz y con una gradiente muy elevada, estando muy lejos de la frecuencia de resonancia del primer modo propio de la herramienta.

Por ende, a la frecuencia natural del primer modo propio de la herramienta la fuente de tensión entregaría una intensidad muy baja y despreciable, y probablemente no crearía un campo magnético potente; por consiguiente, no crearía una amplitud de vibración significativa. Por tanto, se debe plantear alguna medida para solucionar este inconveniente.

Para ello se puede conectar un condensador bipolar en serie con el solenoide, porque la corriente alterna cambia de signo después de cada mitad de periodo, lo cual hace que se falle un condensador monopolar. Por consiguiente, se obtiene el nuevo circuito eléctrico equivalente a la parte eléctrica de la herramienta mostrado en la fig. 7.5.

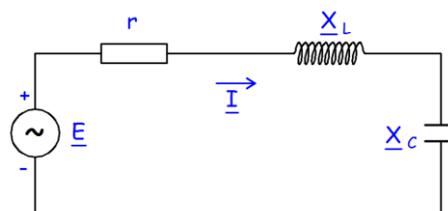


Fig. 7.5. Circuito eléctrico equivalente de la herramienta con el condensador.

De nuevo aplicando la ley de Kirchhoff se obtiene:

$$-E + I \cdot (R + X_L + X_C) = 0$$

De donde,

$$\underline{I} = \frac{\underline{E}}{R + \underline{X}_L + \underline{X}_C} \quad (\text{S.I}) \quad (\text{Ec. 7.4})$$

Siendo \underline{X}_C la reactancia capacitiva del condensador. Por tanto, para que la corriente eléctrica sea máxima, el término $\underline{X}_L + \underline{X}_C$ de la ec. 7.4 debe ser mínimo puesto que R es constante con la frecuencia. La reactancia capacitiva viene dada por la ec. 7.5.

$$\underline{X}_c = \frac{1}{j\omega \cdot C} \quad (\text{S.I}) \quad (\text{Ec. 7.5})$$

Siendo C la capacidad del condensador cuya unidad en el Sistema Internacional de unidades es el Faraday F, y la reactancia capacitiva tiene la misma unidad que su análoga inductiva. Aplicando numéricamente en la ec. 7.5.

$$\underline{X}_c = -j0,159 \cdot \frac{1}{f \cdot C} \quad (\text{S.I})$$

Dado que dicho término sumatorio no puede tomar valores negativos por tratarse de una magnitud física, su valor mínimo es cero. Entonces, sustituyendo se obtiene la expresión de esa suma en función de la frecuencia igualada a cero, lo cual equivale a igualar a cero la parte imaginaria de la impedancia total equivalente a las impedancias de la bobina y el condensador:

$$j2 \cdot \pi \cdot f \cdot L_L - j \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot C} = 0 \quad (\text{Ec. 7.6})$$

Despejando la capacidad del condensador C , de la ec. 7.6:

$$C = \frac{1}{(2\pi \cdot f)^2 \cdot L_L} \quad (\text{Ec. 7.7})$$

Para una frecuencia de ensayo y de excitación de 1 160,6 Hz, el valor de capacidad del condensador que maximiza la corriente eléctrica es $C = 3,482 \mu\text{F}$.

Despejando el cociente I/E para el circuito de la fig. 7.5 y operando se obtiene:

$$\left| \frac{\underline{I}}{\underline{E}} \right| = \frac{1}{\sqrt{0,348^2 + \left(33,929 \cdot 10^{-3} \cdot f - 0,159 \cdot \frac{1}{f \cdot 3,482 \cdot 10^{-6}} \right)^2}} \quad (\text{Ec. 7.8})$$

Representando esta segunda expresión, o sea, la ec. 7.8, se ha obtenido el diagrama

mostrado en la fig. 7.6 en color azul.

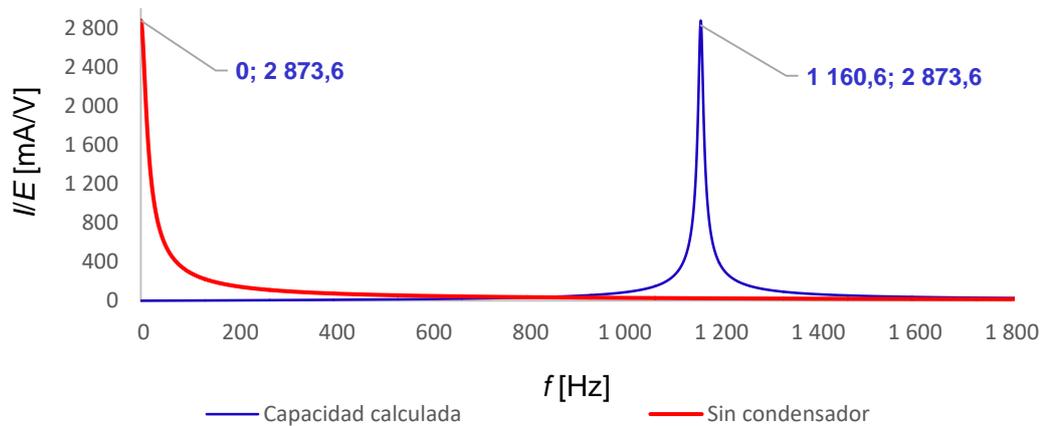


Fig. 7.6. Variación del cociente I/E con f en presencia de un condensador.

No obstante, las capacidades de los condensadores están normalizadas y tienen valores descritos. Por tanto, se va a comprobar cómo cambia la corriente con la frecuencia para el valor inmediatamente superior al calculado así como para el inmediato inferior, para poder escoger el que proporciona mayor resultado. Sin embargo, no es imprescindible adquirir un condensador de capacidad normalizada dado que es posible conseguir el valor deseado aplicando la teoría de circuitos eléctricos.

De todos modos, interesa ver cómo variaría el pico del módulo mostrado en la ec. 7.8 con otros valores de C próximos al valor calculado previamente, $3,482 \mu\text{F}$. De hecho, está previsto realizar posteriormente un estudio de cómo cambia el módulo del cociente de I y E con la frecuencia y la capacidad simultáneamente.

Para el inmediato inferior asumiendo un condensador electrolítico, $C = 3,3 \mu\text{F}$, y para el inmediato superior en la misma suposición, $C = 4,7 \mu\text{F}$ [50], se obtienen las funciones representadas en la fig. 7.7 junto con los diagramas obtenidos anteriormente.

Como se observa en la fig. 7.7, para las capacidades consideradas, los picos correspondientes tienen la misma coordenada vertical, que es igual al valor máximo que puede entregar la fuente de tensión cuando se le conecta el solenoide sin condensador. Pero, este no es un comportamiento que se puede generalizar para cualquier capacidad como se verá posteriormente. Sin embargo, el pico del módulo de I/E cuando $C = 4,7 \mu\text{F}$ tiene lugar a una frecuencia más lejana a la frecuencia de cálculo considerada en comparación con el análogo pico cuando $C = 3,3 \mu\text{F}$.

Entonces, el condensador posibilita controlar la frecuencia a la que se entrega la máxima corriente por la fuente de tensión. Por ende, si se desea sintonizar la resonancia mecánica de

la vibración de herramienta con la resonancia eléctrica del circuito, se basta con realizar los cálculos hechos anteriormente.

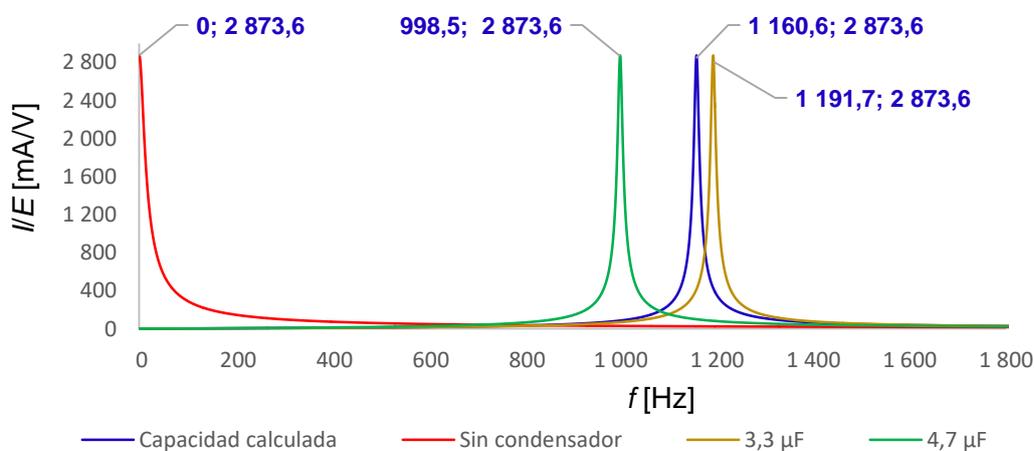


Fig. 7.7. Variación del cociente I/E con f y C.

El valor calculado, 3,482 μF , se puede conseguir con buena aproximación asociando condensadores en serie y/o paralelo, sin haber obligación de usar una capacidad normalizada inmediatamente inferior o superior. De manera que resulte una capacidad equivalente de los condensadores empleados igual o próxima a la capacidad deseada, según los valores comerciales existentes al alcance.

Para la capacidad calculada previamente para ensayar a la frecuencia de 1 160,6 Hz, es posible de conseguir asociando en paralelo los condensadores mostrados en la tabla 7.1.

Tabla 7.1. Características de algunos condensadores comerciales.

Condensador	Referencia	Capacidad [μF]	Tensión máxima [V]	Alimentación	Precio [€]
A	155275X2B Diotronic	1,5	275	AC	0,91
B	474275X2B Diotronic	0,47	275	AC	0,71

Sabiendo que la capacidad equivalente de los condensadores montados en paralelo es la suma de la capacidad de cada uno de ellos, y asociando dos condensador A con uno B, se consigue una capacidad total C_{eq} , de 3,47 μF , que es un valor muy próximo al valor deseado. No obstante, los fabricantes declaran que las capacidades son susceptibles a ciertos márgenes de error en el orden del $\pm 10\%$ como es el caso del condensador B, lo cual imposibilita tener la confianza total de conseguir el valor exacto deseado. Por lo que, no tiene sentido insistir demasiado en lograr un valor más próximo al valor precitado.

Con eso el circuito resultante definitivamente es el mostrado en la fig. 7.8, siendo la impedancia capacitiva equivalente a la de los tres condensadores $X_{C,eq}$:

$$\underline{X}_{c,eq} = -j45,866 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{f} \quad (\text{S. I})$$

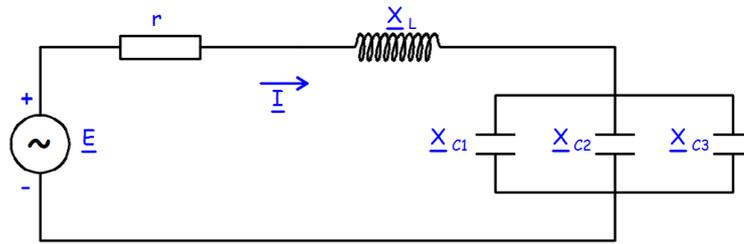


Fig. 7.8. Circuito eléctrico con una asociación de condensadores en paralelo.

La ec. 7.8 se puede reescribir para cualquier valor de C y f como una función de dos variables, de modo que sea posible tener una idea más amplia y global sobre cómo variaría la intensidad de corriente eléctrica que puede suministrar la fuente de tensión disponible.

$$\left| \frac{I}{E} \right| = F(f; C) = \frac{1}{\sqrt{0,348^2 + \left(33,929 \cdot 10^{-3} \cdot f - 0,159 \cdot \frac{1}{f \cdot C \cdot 10^{-6}} \right)^2}} \quad (\text{Ec. 7.9})$$

Representando esta función de dos variables se obtiene el gráfico tridimensional mostrado en la fig. 7.9.

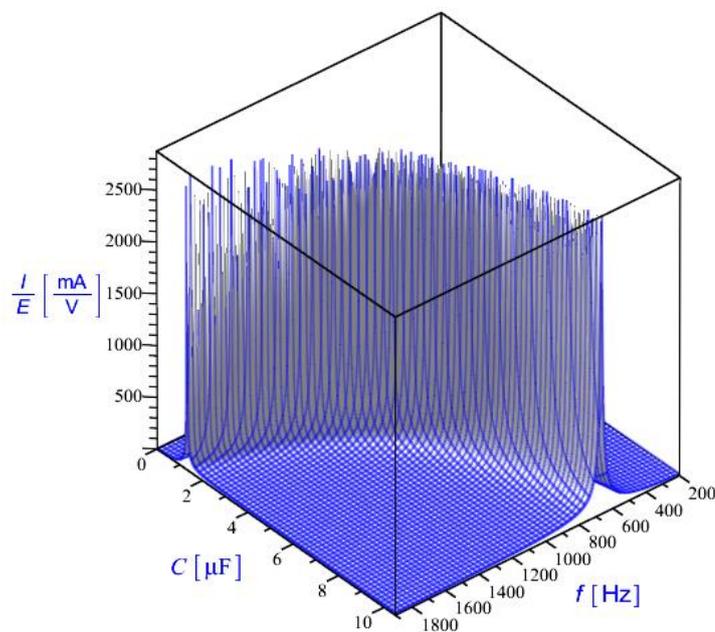


Fig. 7.9. El cociente I/E como función de dos variables.

Como se observa, la ordenada de los picos no tiene el mismo valor para cualquier capacidad,

y tampoco representa un comportamiento monótono, sino que disminuye y aumenta de forma aleatoria pero sin superar un cierto límite superior de alrededor de 2 900 A/V.

Se nota que la frecuencia de resonancia eléctrica tiene lugar a frecuencias elevadas cuando la capacidad del condensador tiende a cero, mientras que para conseguir una resonancia eléctrica a frecuencias bajas se debe ir aumentando la capacidad. Este comportamiento hace pensar en la posibilidad de emplear un condensador de capacidad variable, que puede utilizarse como regulador de frecuencia de resonancia eléctrica cuando interesa excitar a la herramienta a diferentes frecuencias de vibración, sin renunciar la maximización de la corriente eléctrica consumida por la bobina.

De todos modos, con el valor de la capacidad de 3,482 μF , a una frecuencia eléctrica de excitación igual a 1 160,6 Hz, se tiene que:

$$\left| \frac{I}{E} \right| = F(1\,160,6; 3,482) = 2,857 \frac{\text{A}}{\text{V}}$$

Es decir, si la fuente de tensión suministra tensiones entre 0 y 90 V, la corriente que puede proporcionar en estas condiciones es de 0 hasta 257,13 A, que es una corriente muy elevada que puede alterar y quemar los componentes electrónicos integrantes de la fuente de tensión, si no están diseñados para tolerar este orden de intensidades de corriente eléctrica. Por tanto, se debe trabajar a una tensión de corriente muy baja con el fin de suministrar corrientes no superiores a 4 A, siempre y cuando los elementos eléctricos y electrónicos del conjunto de la herramienta y del resto de aparatos y dispositivos lo soporten.

Sobre todo que el alambre de cobre escogido ha sido diseñado para trabajar a corrientes en el orden del valor precitado. No obstante, este no es el elemento crítico, sino, elementos como los transistores, transformador, soldaduras, etc. Que constituyen a la fuente de alimentación eléctrica. Por ende, a la frecuencia de excitación de 1 160,6 Hz la tensión de alimentación debe no superar a 1,40 V.

Ahora bien, de los resultados de la fig. 5.9, fig. 5.25 y la ec. 7.7, se puede obtener las capacidades de los condensadores necesarias para maximizar la corriente eléctrica a las frecuencias de resonancia para las frecuencias correspondientes a esos modos vibratorios propios de la herramienta. Realizando los cálculos pertinentes se han obtenido los resultados agrupados en la tabla 7.2.

Como cabía esperar por lo visto en la fig. 7.9, y de forma general, valores de capacidad del condensador inferiores dan lugar a picos de resonancia a frecuencias mayores. Mientras que con capacidades más grandes, el pico de resonancia se traslada a frecuencias de menor valor. La columna que corresponde al cociente I/E se ha obtenido aplicando la ec. 7.9.

Tabla 7.2. Capacidad del condensador que maximiza la corriente a las cinco primeras frecuencias naturales.

Modos propios	Fig. 5.9			Fig. 5.25		
	f_0 [Hz]	C [μ F]	I/E [A/V]	f_0 [Hz]	C [μ F]	I/E [A/V]
1	1 160,6	3,482	2,860	1 477,0	2,150	2,852
2	6 705,7	0,104	1,700	6 523,6	0,110	2,385
3	8 519,6	0,065	0,507	8 219,5	0,069	0,661
4	15 510	0,020	0,073	16 921	0,016	0,076
5	17 441	0,015	0,062	20 579	0,011	0,239

Para controlar y conocer el valor instantáneo de la frecuencia eléctrica que en principio es igual a la frecuencia mecánica, se empleará un multímetro capaz de medir varias magnitudes eléctricas de las cuales:

- Voltaje
- Resistencia
- Capacidad
- Frecuencia, etc.

Ese multímetro pertenece al fabricante *Mastech* y es el que se ilustra en la fig. 7.10. Para realizar la medición se debe seleccionar primero la magnitud que se desea medir girando el selector, de manera que esté el punto amarillo cerca de ella.

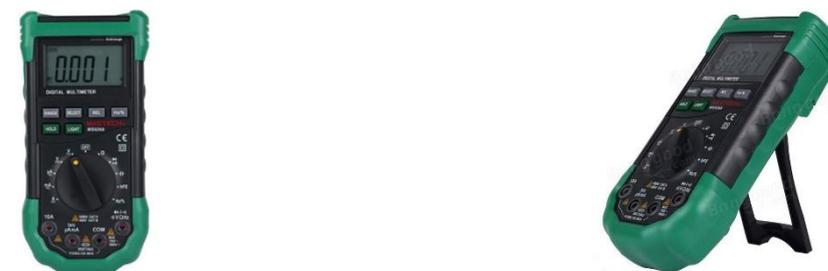


Fig. 7.10. Multímetro del fabricante *Mastech* empleado para medir la frecuencia [47].

Para conocer el tipo de la señal que proporciona la fuente de tensión se requiere de un osciloscopio, el cual proporciona también el valor del pico a pico de la señal que se conectan a las terminales de lectura. En este trabajo se empleará un osciloscopio portátil del fabricante *vellman instruments* que se muestra en la fig. 7.11, mediante el cual se ha comprobado que la señal que llega a la herramienta es sinusoidal, lo que indica la ausencia de armónicos, por lo menos, armónicos significativos.



Fig. 7.11. Osciloscopio portátil del fabricante *velleman instruments* [46].

Alternativamente, se conectará una resistencia en serie con la bobina para determinar la corriente que circula por la misma, ya que, en una resistencia, la tensión y la corriente están en fase.

De esta manera, se obtiene de forma indirecta la intensidad de corriente, dividiendo el valor de tensión leído en el osciloscopio que tiene lugar a la frecuencia de ensayo por el valor de la resistencia escogido que es de $0,5 \Omega$. Es decir, duplicando el valor leído. Pero, este resultado corresponde al valor de la corriente entre picos. Por tanto, para obtener el valor eficaz se debe dividir por 2 para obtener la amplitud, y luego por $\sqrt{2}$. Es decir, dividir el valor del pico a pico leído por $2\sqrt{2}$.

Finalmente, se indica que es posible obtener más información acerca de los aparatos precitados en las fuentes de las imágenes mostradas en las figuras: fig. 7.2, fig. 7.10 y la fig. 7.11.

7.2. Ensayado: 1º ronda

Se comprobará mediante unos ensayos si existe algún efecto de vibración en el mecanizado asistido por vibración, concretamente en el torneado recto, a través de algunas propiedades y características que son medibles con los recursos disponibles como:

- La potencia de corte y energía específica de corte
- La rugosidad superficial

Los ensayos consisten en aplicar a la probeta una pasada o dos de una operación de torneado recto para obtener una superficie cilíndrica, logrando de esta forma que la profundidad de pasada de ensayo sea uniforme a lo largo de la longitud de corte. De esta manera se consigue eliminar el efecto que puede producir la no uniformidad de profundidad de pasada, tanto en la

energía consumida como en la rugosidad superficial y otras características. Una vez que se cilindre un tramo lo suficiente largo, se procede a realizar dos cortes en dos tramos de 15 mm de longitud para cada uno.

El primer tramo se mecaniza sin excitar a la cuchilla de corte, mientras que el segundo se realiza excitando a la misma, o sea, con vibración. De esta forma se realiza el mecanizado de los dos tramos en las mismas condiciones, excepto la vibración, evidentemente, logrando la neutralización de cualquier otro influyente difícil o imposible de controlar, como el filo y el grado de desgaste que haya sufrido la cuchilla de corte. Po ende, la diferencia entre los dos tramos sería debida únicamente a la vibración.

Es importante vigilar que el diámetro obtenido por medio de la última pasada preparatoria de la probeta sea el mismo o similar para todas las probetas. De manera que se elimine el efecto de la velocidad de corte a la hora de comparar los resultados de los ensayo entre sí. Por ende, tanto la profundidad de pasada como el diámetro final de las probetas deben ser iguales para todas las mismas.

Para la recogida de datos experimentales se ha creado una plantilla que se puede consultar en el anexo C.

En una primera ronda, se ha realizado un total de cinco ensayos a cinco probetas, de las cuales tres son de acero y dos de aluminio, empleando los parámetros de corte y vibración mostrados en la tabla 7.3 y tabla 7.4.

Tabla 7.3. Parámetros de corte: probetas de acero.

Probeta	a [mm/rev]	p [mm]	n [min ⁻¹]	V_{Rpp} [V]	I [A]	f [Hz]	\emptyset [mm]
B	0,14	0,10	300	5,48	3,87	1 160	19,70
D	0,14	0,10	600	5,48	3,87	1 160	19,70
E	0,14	0,10	900	5,48	3,87	1 160	19,75

Tabla 7.4. Parámetros de corte: probetas de aluminio.

Probeta	a [mm/rev]	p [mm]	n [min ⁻¹]	V_{Rpp} [V]	I [A]	f [Hz]	\emptyset [mm]
A	0,14	0,10	600	5,48	3,87	1 160	19,45
C	0,14	0,10	600	5,48	3,87	1 160	19,60

\emptyset es el diámetro de la superficie obtenida, y V_{Rpp} es la tensión de pico a pico medida entre las terminales de la resistencia de $0,5 \Omega$ comentada previamente, conectada en serie con el solenoide con la finalidad de medir la corriente que consume I .

7.2.1. Potencia de corte y energía específica de corte

La energía específica de corte E_s , de un material, es la potencia de corte N_c , dividida por la

tasa de material removido Q_c , que es el volumen de material sustraído en unidad de tiempo.

$$E_s = \frac{N_c}{Q_c} \quad (\text{Ec. 7.10})$$

Siendo la tasa de material removido el producto de la velocidad de avance V_a , y el área transversal de corte A , que se muestra en la figura fig. 7.12.

$$Q_c = V_a \cdot A \quad (\text{Ec. 7.11})$$

La velocidad de avance es el producto de la velocidad de giro del plato de garras n , por el avance de la herramienta a . Es decir, contando desde que la herramienta esté en contacto con la pieza, equivale a la longitud de corte efectuado en una unidad de tiempo. Por tanto, queda claro como se ha obtenido la ec. 7.11.

$$V_a = a \cdot n \quad (\text{Ec. 7.12})$$

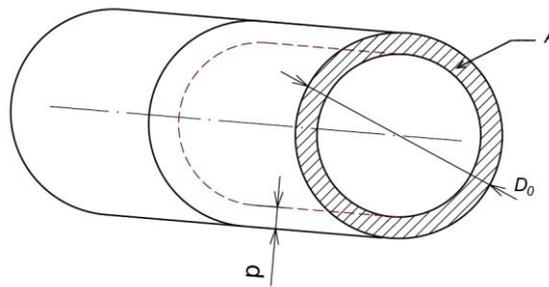


Fig. 7.12. Área de corte en el torneado recto.

El área de corte puede ser determinada gráficamente. De la fig. 7.12 se deduce la relación:

$$A = \pi \cdot \left(\frac{D_0}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{D_0 - 2p}{2}\right)^2 \quad (\text{Ec. 7.13})$$

Operando se obtiene:

$$A = \pi \cdot p \cdot (D_0 - p) \quad (\text{Ec. 7.14})$$

La potencia de corte se determinará experimentalmente a partir de la energía eléctrica que consume el motor de torno. La cual será medida mediante un equipo de aparatos diseñado para esta finalidad. Ese equipo consiste en unos aparatos o dispositivos de recogida de datos instantáneos, que consta de un vatímetro conectado en serie con el motor de torno, un conversor analógico digital y un ordenador al que se conecta éste para registrar los datos por medio de un *software* apropiado, tal como se muestra en la fig. 7.13.



1: Conversor analógico digital

2: Vatímetro

Fig. 7.13. Equipo de medición de potencia eléctrica consumida por el motor de torno.

Con los ensayos llevados a cabo se han recogido los datos necesarios para analizar la potencia de corte y la energía específica de corte del material de probetas, que es acero laminado y una aleación de aluminio. En la tabla 7.5 se puede consultar la composición química de éstos y algunas de sus propiedades mecánicas.

Tabla 7.5. Composición química y algunas propiedades mecánicas de los materiales de probetas ensayadas.

Material	Composición química [%]							Propiedades mecánicas		
	Al	Cu	Mg	Si	Zn	Fe	Otros	η ⁽¹⁾ [$\Omega \cdot m$]	D ⁽²⁾ [kg/m ³]	E ⁽³⁾ [GPa]
Al 6060	97,9	1,0	0,35	0,3	0,15	0,1	0,2	$3,2 \cdot 10^{-8}$	2 700	70
S 235	Mn	Cu	Cr	C	S	P	N	$1,42 \cdot 10^{-7}$	7 900	210
	1,4	0,55	0,3	0,17	0,04	0,04	0,017			

⁽¹⁾ Resistividad eléctrica.

⁽²⁾ Densidad.

⁽³⁾ Módulo de Young.

El método hecho servir se basa en medir la potencia eléctrica instantánea que consume el torno para realizar la operación de torneado recto. Posteriormente, obtener la potencia mecánica a partir de la relación entre ella y la potencia eléctrica consumida, determinada mediante experimentos previos que no pertenecen a este trabajo, realizados a velocidades de rotación de plato de garras de 300, 600 y 900 min⁻¹.

Los datos registrados para cada probeta en esta primera ronda se representan en forma de gráficas por motivos de simplicidad en las figuras: fig. 7.14, fig. 7.15, fig. 7.16, fig. 7.17, y fig. 7.18.

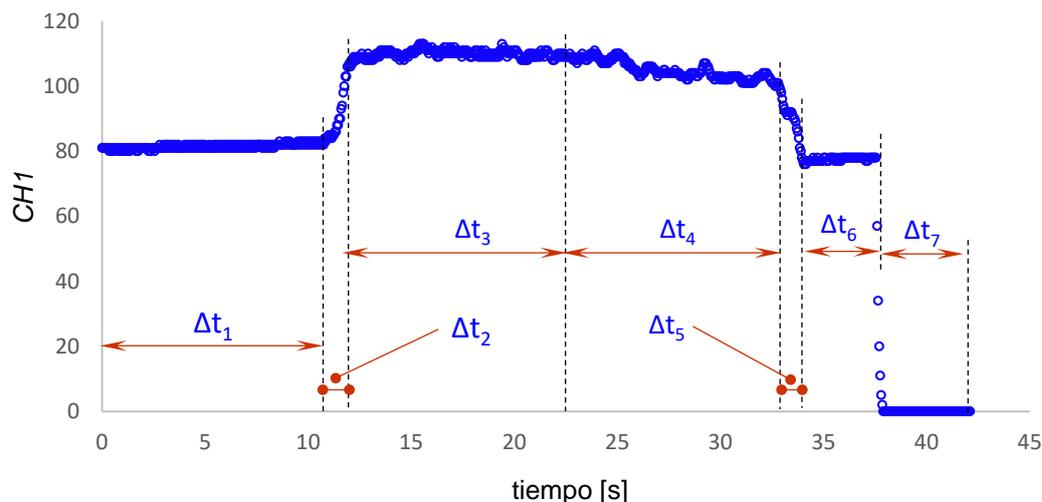


Fig. 7.14. Comportamiento de energía eléctrica consumida: probeta D.

En el eje vertical de las gráficas se ha representado el dato que se obtiene del canal 1 del vatímetro *CH1*, que es la magnitud directa que proporciona el equipo de medida. En el eje horizontal se ha representado el tiempo transcurrido aunque se podía haber representado en él el número de muestras o tomas de datos.

Para explicar y entender el comportamiento de la potencia eléctrica consumida se considera la fig. 7.14, de la cual se puede deducir el historial de los ensayos. El tiempo transcurrido o el ensayo se pueden dividir en siete etapas designadas por Δt_i , siendo *i* el número de la etapa:

- Al inicio del periodo Δt_1 , se empieza a recoger los datos mientras que el plato de garras gira en vacío, es decir, cuando la cuchilla está en reposo y no corta material.
- Unos instantes antes del final de Δt_1 , se pone en marcha el control automático de avance del carro longitudinal que mueve la cuchilla, lo que hace que la potencia eléctrica consumida aumente ligeramente.
- Al final de Δt_1 y comienzo de Δt_2 , la cuchilla empieza a tener contacto con la probeta provocando un salto en la potencia eléctrica consumida. El salto no es vertical porque la probeta no fue refrentada previamente, lo que significa que el corte no se efectuaba en esos momentos a lo largo de 360° .
- Durante el periodo Δt_3 , se realiza el corte sin vibración. Las oscilaciones o dispersiones notadas pueden ser debidas a varios factores como:
 - Las aceleraciones y deceleraciones del plato de garras debidas a la deformación elástica de los engranajes y los elementos de transmisión de potencia. Así como el deslizamiento de la correa de transmisión.
 - Las virutas que se intercalan entre la cuchilla y la pieza oponiendo mayor resistencia al motor.

- El periodo Δt_4 , corresponde al tramo en el cual se energiza el solenoide excitando la vibración de cuchilla. Al principio del mismo, la potencia eléctrica consumida se reduce ligeramente, lo cual se puede interpretar como fase de transición desde el estado de reposo de cuchilla hasta el estado de vibración permanente o estacionario, después de haber vencido la posible resistencia impuesta por el material de probeta. Por tanto, para el análisis de los datos se debe descartar los datos correspondientes a este periodo de transición.
- Al final de Δt_4 , se para el avance automático y se empieza a alejar la cuchilla de la probeta, lo que se traduce en un salto decreciente de potencia eléctrica consumida.
- Una vez alejada completamente la cuchilla se vuelve a establecer la potencia a un valor, teóricamente, igual al correspondiente al periodo Δt_1 , ya que no se efectuaba el corte. Sin embargo, no es lo que ha ocurrido en realidad, dado que ha habido una bajada de 4,8 % en la potencia eléctrica consumida en vacío en Δt_6 en comparación con Δt_1 .
- Finalmente, después de haber desconectado la alimentación eléctrica, la potencia eléctrica, como es lógico, se ha decaído completamente hasta cero indicando que no hay consumo de potencia.

Ahora bien, escogiendo rangos de datos estables y que pueden ser atribuidos a la operación de torneado recto realizada mediante unos determinados parámetros de corte, se determinarán a continuación los estadísticos representativos.

Pero, primero se debe convertir los datos en unidades de potencia. Para ello se debe multiplicar el valor del canal 1, $CH1$, por el factor $3 \text{ V}/255$, y posteriormente multiplicar el resultado obtenido por otro factor que convierte la tensión en potencia, que es de $83,3 \text{ W/V}$. Finalmente, mediante las relaciones experimentales que correlacionan la potencia eléctrica consumida $N_{el,c}$, con la potencia mecánica disponible en el plato de garras N_m , que se mencionan a continuación [14], se determinará la potencia de corte.

Para $n = 300 \text{ min}^{-1}$:

$$N_m(N_{el,c})\big|_{n=300} = 1,6081 \cdot N_{el,c} + 16,5029 \quad (\text{Ec. 7.15})$$

Para $n = 600 \text{ min}^{-1}$:

$$N_m(N_{el,c})\big|_{n=600} = 2,2703 \cdot N_{el,c} + 38,7065 \quad (\text{Ec. 7.16})$$

Para $n = 900 \text{ min}^{-1}$:

$$N_m(N_{el,c})|_{n=900} = 3,1903 \cdot N_{el,c} + 22,5551 \quad (\text{Ec. 7.17})$$

Aunque la relación entre las dos potencias es lineal, la recta no pasa por el origen de coordenadas, lo que implica la existencia de consumo de energía eléctrica sin que la herramienta este cortando, lo cual se ha visto en la fig. 7.14, ya que el motor tiene que vencer una resistencia mecánica debida a la inercia de los elementos de transmisión de movimiento y potencia, y el rozamiento existente.

La pendiente de la recta o función $N_m(N_{el,c})$, aumenta proporcionalmente con la velocidad de giro de plato de garras. Concretamente, la pendiente aumenta en un factor de 1,4 aproximadamente. Es decir, según estas tres relaciones, la pendiente de las rectas aumenta de forma lineal con la velocidad de giro. No obstante, no se intuye una relación clara y simple para la coordenada en el origen, o sea, para el término constante de las tres funciones matemáticas anteriores. Sin embargo, no tiene por qué existir dicha relación.

En definitiva, se ha seleccionado una muestra poblacional de 96 observaciones para el ensayo de la probeta D, y se han determinado los estadísticos que se han considerado relevantes para el estudio y comparación de probetas. Los resultados obtenidos se agrupan en la tabla 7.6.

Tabla 7.6. Estadísticos de la potencia mecánica en caso de la probeta D.

	Sin corte	Corte sin vibración	Corte con vibración
Tamaño de muestra	96	96	96
Promedio [W]	219,8	283,7	268,3
Desviación estándar [W]	1,1	2,3	3,0
Coefficiente de variación	0,5	0,8	1,1
Mínimo [W]	216,7	279,0	263,4
Mediana [W]	218,9	283,4	267,9
Máximo [W]	221,2	290,1	276,8
Rango [W]	4,4	11,1	13,3
Moda [W]	218,9	283,4	267,9

Los estadísticos se han obtenido aplicando directamente los comandos de Excel. Excepto el coeficiente adimensional de variación y el rango. El primero es el cociente de desviación estándar y el promedio, mientras que el segundo es la diferencia entre los valores máximo y mínimo de la muestra poblacional.

Como se observa en la tabla 7.6, el promedio de potencia mecánica es máximo cuando se realiza el corte sin vibración, y se reduce notablemente con la presencia de vibración de cuchilla. Sin embargo, el corte con vibración representa mayor desviación típica y mayor dispersión, ya que el coeficiente de variación es máximo para este caso.

La potencia de corte es la diferencia entre la potencia mecánica cuando se efectúa el corte y

cuando el plato de garras gira en vacío. Por lo que, la potencia de corte N_c , es de 63,9 W y 48,5 W para el mecanizado sin vibración $N_{c,sin}$, y con vibración $N_{c,con}$, respectivamente. Por consiguiente, con la vibración se logra una reducción en la potencia de corte ΔN_c , de 15,4 W, que representa un 24,1 %.

Con los datos y resultados determinados es posible calcular la energía específica de corte E_s , de este acero con que se ha fabricado la probeta. Sustituyendo la ec. 7.12 y ec. 7.14, sabiendo que D_0 es igual al diámetro \varnothing mostrado en la tabla 7.3, más dos veces la profundidad de pasada p , mostrada en la misma tabla, en la ec. 7.11, y ésta en la ec. 7.10, se obtiene E_s del material sin vibración y con vibración, $E_{s,sin}$ y $E_{s,con}$ respectivamente: $E_{s,sin} = 7,34 \text{ W}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-3}$ y $E_{s,con} = 5,57 \text{ W}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-3}$.

Se intuye que es un acero de los más duros que se mecanizan, si se compara con los valores mostrados en la tabla 7.7 que corresponden a herramientas afiladas. De hecho, eso se notaba durante el mecanizado, de modo que se desprendía un calor importante pese haber torneado empleando parámetros de corte relativamente bajos: una profundidad de pasada de tan solo 0,1 mm en radio, y una velocidad de giro bastante baja de 600 min^{-1} .

Tabla 7.7. Intervalos aproximados de E_s [1].

Material	Rango de E_s [W·s·mm ⁻³]
Aleaciones de aluminio	0,1 - 1
Hierros fundidos	1,1 - 5,4
Aceros inoxidables	2 - 5
Aceros	2 - 9

Por ende, con la vibración se consigue una reducción de energía específica de corte ΔE_s , de $1,77 \text{ W}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-3}$ que representa 24,1 %:

Se ve que la reducción porcentual en la energía específica es igual a su análogo en la potencia de corte.

La potencia y la energía específica de corte determinadas previamente son inherentes al material y no dependen del torno en que se realiza el torneado recto, dado que para su obtención se ha restado la potencia que se consume por la inercia de los elementos de máquina-herramienta y rozamiento, lo cual elimina la dependencia con el torno en que se ha hecho el mecanizado.

Sin embargo, los defectos internos de los materiales como la porosidad, grietas, dislocaciones, etc., hacen que el material no tenga las mismas propiedades de forma continua. Es decir, no tiene las mismas propiedades mecánicas en cualquier punto del mismo. Por consiguiente, no se espera obtener el mismo resultado para todas las probetas hechas del mismo material. No obstante, deberían ser resultados similares.

En definitiva, para determinar la potencia del motor necesaria para efectuar el corte, se debe saber que porción de energía eléctrica se pierde en la cadena de transmisión de movimiento.

Ahora bien, teniendo en cuenta el comportamiento del proceso de ejecución de los ensayos, explicado anteriormente para la probeta D, fig. 7.14, que se ajusta con la realidad, y con lo realizado durante el ensayado, se ve razonable tener una incertidumbre con relación a los datos correspondientes a la probeta B, ya que, como se observa en la fig. 7.15, la potencia eléctrica consumida no deja de aumentar en el tramo en que se efectuó el corte sin vibración.

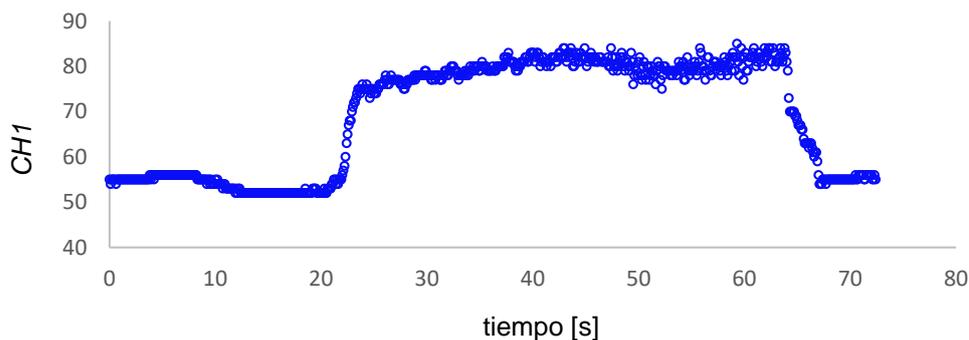


Fig. 7.15. Comportamiento de energía eléctrica consumida: probeta B.

Por consiguiente, se debería no fiar en los valores estadísticos representativos que se obtendrían de esos datos. Porque no se sabe hasta cuándo sigue creciendo la potencia y establecerse. Por tanto, para los parámetros de corte empleados en ese caso, debe aumentarse la longitud de corte hasta que se establezca la potencia.

Por lo precitado se ha decidido descartar la probeta B. A pesar de eso, es posible considerar que la energía consumida ha disminuido por efecto de vibración, aunque ha vuelto a subir al final de la pasada, lo cual no se le encuentra una explicación clara. En cualquier caso, la fig. 7.15 es también un testigo de que la vibración tiene efecto en el mecanizado por arranque de viruta.

Las probetas A y C son del mismo material, y los cortes se efectuaron con los mismos parámetros de corte. Pero el comportamiento de la potencia eléctrica consumida presenta una disparidad clara (ver fig. 7.16 y fig. 7.17), lo que hace poner un interrogante sobre la repetitividad de los ensayos. La heterogeneidad del material puede ser una de las explicaciones del fenómeno.

Por tanto, es conveniente ensayar varias probetas en las mismas condiciones, descartar aquellas que generen resultados anormales y obtener los valores o estadísticos representativos a partir de las probetas que representen un comportamiento similar. Adicionalmente, este método afirmará o no la repetitividad del mecanizado.

De todos modos, la discusión de este tema y su explicación están fuera del alcance de este

trabajo, y será tarea del trabajo o trabajos que continuarán el trayecto comenzado por el presente trabajo. En definitiva, con estos ensayos se pretendía comprobar la existencia o no de efecto de vibración en el mecanizado, el cual queda afirmado con lo hecho hasta ahora.

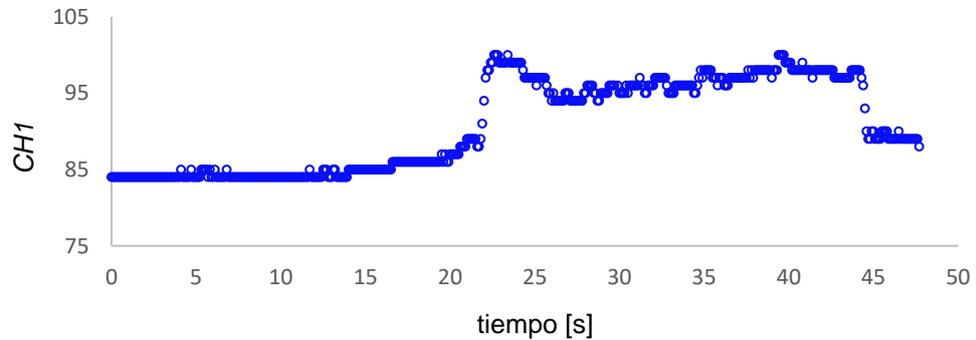


Fig. 7.16. Comportamiento de energía eléctrica consumida: probeta A.

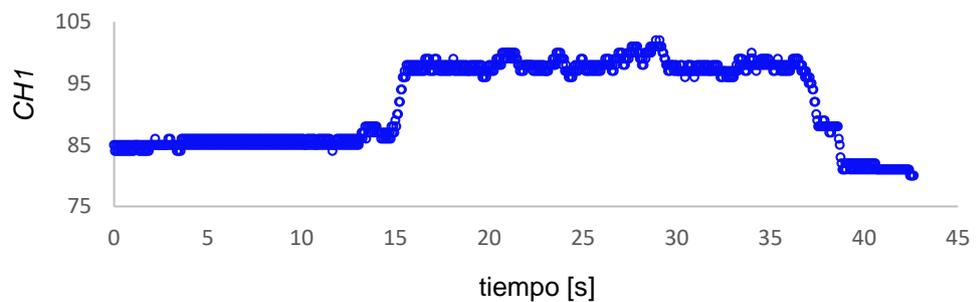


Fig. 7.17. Comportamiento de energía eléctrica consumida: probeta C.

Siguiendo los mismos pasos para la probeta E, se ha comprobado que, prácticamente, no hay diferencia entre el mecanizado sin vibración y el mecanizado con vibración a nivel energético a la velocidad de 900 min^{-1} . En la tabla 7.8 y tabla 7.9 se agrupan los resultados obtenidos para esta probeta.

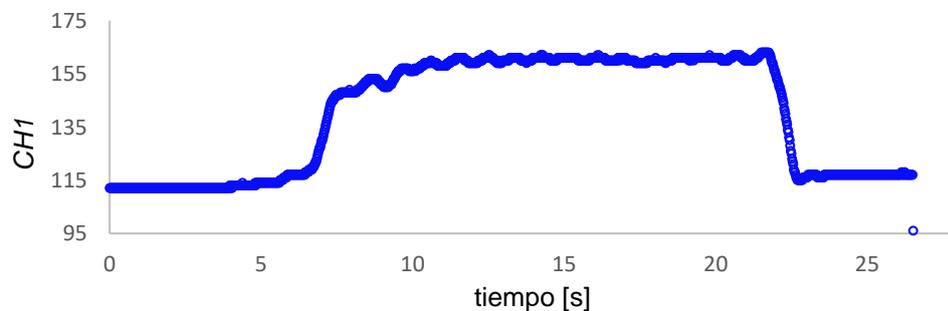


Fig. 7.18. Comportamiento de energía eléctrica consumida: probeta E.

Tabla 7.8. Estadísticos de la potencia mecánica: probeta E.

	Sin corte	Sin vibración	Con vibración
Tamaño de muestra	114	114	114
Promedio [W]	288,7	395,0	396,2
Desviación estándar [W]	1,4	1,7	1,2
Coefficiente de variación	0,5	0,4	0,3
Mínimo [W]	287,9	392,5	392,5
Mediana [W]	287,9	394,7	396,9
Máximo [W]	292,3	399,1	399,1
Rango [W]	4,4	6,7	6,7
Moda [W]	287,9	394,7	396,9

Tabla 7.9. Potencia y energía específica de corte: probeta E

$N_{c,sin}$ [W]	$N_{c,con}$ [W]	ΔN_c [W]	ΔN_c [%]	$E_{s,sin}$ [W·s·mm ⁻³]	$E_{s,con}$ [W·s·mm ⁻³]	ΔE_s [W·s·mm ⁻³]	ΔE_s [%]
106,3	107,5	-1,1	-1,1	8,10	8,19	-0,09	-1,1

Los valores negativos indican un aumento de potencia y energía específica de corte por causa de la vibración. Es decir, en este caso, la vibración ha producido un aumento de energía requerida para efectuar el corte.

Para la probeta C que es de aluminio, se han obtenido los resultados mostrados en la tabla 7.10 y tabla 7.11.

Tabla 7.10. Estadísticos de potencia mecánica en caso de la probeta C.

	Sin corte	Sin vibración	Con vibración
Tamaño de muestra	124	124	124
Promedio [W]	228,9	256,6	256,0
Desviación estándar [W]	1,1	2,2	1,9
Coefficiente de variación	0,5	0,9	0,7
Mínimo [W]	227,8	252,3	252,3
Mediana [W]	227,8	256,8	256,8
Máximo [W]	230,1	261,2	261,2
Rango [W]	2,2	8,9	8,9
Moda [W]	227,8	256,8	256,8

Tabla 7.11. Potencia y energía específica de corte: probeta C

$N_{c,sin}$ [W]	$N_{c,con}$ [W]	ΔN_c [W]	ΔN_c [%]	$E_{s,sin}$ [W·s·mm ⁻³]	$E_{s,con}$ [W·s·mm ⁻³]	ΔE_s [W·s·mm ⁻³]	ΔE_s [%]
27,7	27,1	0,6	2,3	3,15	3,08	0,07	2,3

Esta probeta fue ensayada con los mismos parámetros de corte utilizados para ensayar la probeta D. Pero, están hechas de materiales diferentes. Sin embargo, a esta velocidad de giro

de plato de garras de 600 min^{-1} , la energía específica de corte se ve reducida para ambas probetas por la vibración.

No obstante, con el acero, la disminución de energía específica es mucho más importante. Lo cual puede ser explicado por la diferencia de dureza que experimentan los dos materiales, de modo que el aluminio por el hecho de ser más blando, absorbe energía y la disipa. En cambio, el acero por ser un material más duro y más frágil, es un medio en que la transición de las ondas de choque es más fácil y favorable. Este hecho hace que se inicien y propaguen las grietas, reduciendo en definitiva la energía necesaria para producir la separación de material.

La otra probeta de aluminio, probeta A, se ha descartado también, porque la energía eléctrica consumida presenta un comportamiento en que se aumenta la potencia consumida al comienzo de corte y que vuelve a bajar sin encontrarle una explicación razonable relacionada con el mecanizado.

El valor de energía específica de corte determinado anteriormente para el aluminio es bastante elevado en comparación con los valores que corresponden a las aleaciones de aluminio expuestos anteriormente en la tabla 7.7. El desgaste de la herramienta puede haber jugado su papel en este asunto.

Como se observa en las figuras precitadas, la variación de potencia eléctrica consumida aumenta con la velocidad de giro del plato de garras como cabía esperar. También cambia en función del material de probetas pese mantener iguales todos los parámetros de corte y vibración, lo cual demuestra que los materiales de las probetas ensayadas poseen diferente energía específica de corte. Comparando los datos recogidos para probetas de aluminio y acero realizados en las mismas condiciones se puede intuir eso, comparando la fig. 7.14 con la fig. 7.17 concretamente, que corresponden a las probetas D y C respectivamente.

7.2.2. Rugosidad superficial

La rugosidad superficial es el conjunto de irregularidades dejadas o producidas por el proceso de fabricación de las superficies, u otras influencias. Estas irregularidades se caracterizan o se definen mediante unos parámetros geométricos y aritméticos.

Todo lo que se relaciona con la definición y medición de rugosidad superficial se puede consultar en las normas:

- UNE-EN ISO 4287:1999: "Términos, definiciones, y parámetros del estado superficial"
- UNE-EN ISO 4288:1998 "Reglas y procedimientos para la evaluación del estado superficial"

Con respecto a la medición, es posible de realizar de forma subjetiva comparando el tacto de

varias superficies, una de las cuales es la superficie a la que se desea medir la rugosidad, y las otras son unas superficies patrones cuyas calidades superficiales son conocidas. Sin embargo, existen aparatos de medida llamados rugosímetros, capaces de reproducir la topografía de la superficie medida. Además de proporcionar directamente los valores de parámetros de rugosidad superficial deseados.

En este trabajo se medirá la rugosidad superficial de las probetas siguiendo el segundo método, utilizando un rugosímetro portátil que se muestra en la fig. 7.19, y que pertenece al fabricante *Mitituyo*.



Fig. 7.19. El rugosímetro SJ-210 disponible para medir la rugosidad superficial.

Los parámetros más importantes que describen las irregularidades superficiales son los que se mencionan a continuación:

- R_a : la rugosidad superficial media aritmética.
- R_q : la desviación media cuadrática.
- R_t : la altura entre el pico máximo y el valle mínimo en la longitud de evaluación.
- R_z : la altura entre el pico máximo y el valle mínimo en la longitud base.
- R_c : la altura media del perfil.
- RS_m : el espaciamiento medio entre picos de rugosidad en una longitud de muestreo.

La rugosidad superficial media aritmética es el parámetro principal con que se representa la rugosidad superficial, y mediante ella se define la calidad de acabado superficial de las superficies en los planos de piezas. Por este motivo, se centrará en este parámetro para cuantificar la variación que produce la vibración en la rugosidad superficial de las probetas mecanizadas.

La medición de rugosidad superficial comienza por la estimación de uno de los parámetros que definen a esta característica, Ra , Rz o RSm . Luego, mediante este valor estimado se recurre a una de las tablas: tabla 7.12, tabla 7.13 o tabla 7.14, extractas de la norma UNE-EN ISO 4288:1998, para obtener la longitud básica de muestreo de rugosidad L_r , y la longitud de evaluación de rugosidad L_n , que se relacionan con un factor de 5.

Tabla 7.12. Longitudes L_r y L_n según Ra estimada.

Ra [μm]	L_r [mm]	L_n [mm]
$(0,006) < Ra \leq 0,02$	0,08	0,4
$0,02 < Ra \leq 0,1$	0,25	1,25
$0,1 < Ra \leq 2$	0,8	4
$2 < Ra \leq 10$	2,5	12,5
$10 < Ra \leq 80$	8	40

Tabla 7.13. Longitudes L_r y L_n según Rz estimada.

$Rz^{(1)}$, $Rz1\text{máx.}^{(2)}$ [μm]	L_r [mm]	L_n [mm]
$(0,025) < Rz, Rz1\text{máx.} \leq 0,1$	0,08	0,4
$0,1 < Rz, Rz1\text{máx.} \leq 0,5$	0,25	1,25
$0,5 < Rz, Rz1\text{máx.} \leq 10$	0,8	4
$10 < Rz, Rz1\text{máx.} \leq 50$	2,5	12,5
$50 < Rz, Rz1\text{máx.} \leq 200$	8	40

⁽¹⁾ Rz se utiliza para la medición de Rz , Rv , Rp , Rc y Rt .

⁽²⁾ $Rz1\text{máx.}$ se utiliza únicamente para la medición de $Rz1\text{máx.}$, $Rv1\text{máx.}$, $Rp1\text{máx.}$ y $Rc1\text{máx.}$

Tabla 7.14. Longitudes L_r y L_n según RSm estimado.

RSm [μm]	L_r [mm]	L_n [mm]
$0,013 < RSm \leq 0,04$	0,08	0,4
$0,04 < RSm \leq 0,13$	0,25	1,25
$0,013 < RSm \leq 0,4$	0,8	4
$0,4 < RSm \leq 1,3$	2,5	12,5
$1,3 < RSm \leq 4$	8	40

Con estos datos obtenidos de una de esas tablas se procede en realizar la primera medición, exportar los resultados y analizarlos. Por ejemplo, Si el parámetro estimado escogido es Ra , comparar el RSm con el avance de la cuchilla durante el corte, de manera que, si se obtiene un valor próximo al avance, se considerará que la medición ha sido hecha con los parámetros adecuados.

En caso contrario, se recurre a realizar una segunda y tercera medición haciendo servir la longitud básica de muestreo que corresponde a los intervalos inmediatamente inferior y superior. Finalmente, escoger a partir de los resultados de las tres mediciones, los parámetros

que corresponden a la medición que proporcione la menor diferencia con respecto al parámetro de referencia, que es en este ejemplo el RS_m .

La rugosidad superficial media aritmética Ra , se puede estimar en función de la operación o proceso de mecanizado con la que se obtuvo la superficie. En la tabla 7.15 se presentan los valores de Ra que se obtienen habitualmente con algunos procesos u operaciones de mecanizado. Estos valores han sido extraídos de los apuntes de la asignatura “Ingeniería de Procesos de Fabricación” perteneciente al plan académico del Grado en Ingeniería Mecánica realizado en la EUETIB, la actual EEBE, que pertenece a la UPC.

Tabla 7.15. Rugosidad superficial obtenida habitualmente por algunos procesos y operaciones de mecanizado.

Ra [μm]	Designación	Rectificado		Mandrinado		Taladrado		Fresado		Torneado		
		Acabado	Desbaste	Fino	Común	Medio	Basto	Acabado	Desbaste	Acabado	Semiacabado	Desbaste
0,16-0,25	0,25	■								■		
0,25-0,4	0,4			■								
0,4-0,6	0,6	■						■		■		
0,6-1	1	■		■						■		
1-1,6	1,6	■		■						■		
1,6-2,5	2,5		■		■				■		■	
2,5-4	4				■	■					■	
4-6	6					■			■		■	
6-10	10										■	
10-25	25						■					■

La Ra puede ser estimada también a partir de los parámetros de corte empleados. Una posible aproximación es la que se obtiene mediante la ec. 7.18:

$$Ra = \frac{32 \cdot a^2}{r_h} \tag{Ec. 7.18}$$

Siendo Ra expresada en μm , a el avance en mm/vuelta y r_h el radio de punta de cuchilla de corte expresado en mm.

Aplicando los pasos mencionados anteriormente se han realizado cuatro mediciones de rugosidad para cada tramo mecanizado, uno sin vibración y otro con vibración. En la tabla 7.16 se muestran los valores obtenidos con el rugosímetro.



Tabla 7.16. Resultados de las mediciones de rugosidad superficial de las probetas.

	Probeta A		Probeta B		Probeta C		Probeta D		Probeta E	
	<i>Ra</i> [μm]	<i>RSm</i> [mm]								
Sin vibración	1,43	0,24	3,23	0,27	1,46	0,18	1,94	0,18	1,33	0,21
	1,45	0,21	2,94	0,28	1,25	0,18	1,59	0,21	1,44	0,26
	1,40	0,18	3,1	0,23	1,25	0,15	2,11	0,23	1,51	0,16
	1,43	0,24	3,11	0,31	1,32	0,20	1,75	0,23	1,56	0,25
Con vibración	1,46	0,22	3,53	0,38	1,56	0,19	1,62	0,19	1,16	0,19
	1,48	0,27	2,83	0,30	1,70	0,19	1,80	0,24	1,23	0,19
	1,37	0,23	3,17	0,45	1,65	0,20	1,86	0,28	1,39	0,24
	1,53	0,20	2,60	0,27	1,37	0,19	1,73	0,21	1,30	0,24

Los estadísticos correspondientes se pueden ver en la tabla 7.17. Como se observa en esa tabla, a nivel de valores promedios, se puede generalizar que por la vibración, a los parámetros empleados en estos ensayos, la rugosidad superficial se empeora cuando el material de la pieza es aluminio. Mientras se mejora cuando las piezas están fabricadas de acero. Sobre todo a una velocidad de giro de la pieza de 900 min^{-1} , que corresponde a la probeta E, en que la rugosidad se ha mejorado un 13,0 %.

Tabla 7.17. Estadísticos de medición de rugosidad.

		Probeta A		Probeta B		Probeta C		Probeta D		Probeta E	
		<i>Ra</i> [μm]	<i>RSm</i> [mm]								
Sin vibración	Promedio	1,43	0,22	3,10	0,27	1,32	0,18	1,85	0,21	1,46	0,22
	Desviación estándar	0,02	0,02	0,10	0,03	0,09	0,02	0,20	0,02	0,09	0,04
	Coef. de variación (*)	1,25	11,44	3,33	10,50	6,49	10,16	10,60	9,63	5,91	17,90
	Mínimo	1,40	0,18	2,94	0,23	1,25	0,15	1,59	0,18	1,33	0,16
	Mediana	1,43	0,23	3,11	0,28	1,29	0,18	1,85	0,22	1,48	0,23
	Máximo	1,45	0,24	3,23	0,31	1,46	0,20	2,11	0,23	1,56	0,26
	Rango	0,05	0,06	0,29	0,08	0,21	0,05	0,52	0,05	0,23	0,10
Con vibración	Promedio	1,46	0,23	3,03	0,35	1,57	0,19	1,75	0,23	1,27	0,22
	Desviación estándar	0,06	0,03	0,35	0,07	0,13	0,00	0,09	0,03	0,09	0,03
	Coef. de variación (*)	3,96	11,08	11,59	20,10	8,02	2,25	5,09	14,74	6,70	11,63
	Mínimo	1,37	0,20	2,60	0,27	1,37	0,19	1,62	0,19	1,16	0,19
	Mediana	1,47	0,23	3,00	0,34	1,61	0,19	1,77	0,23	1,27	0,22
	Máximo	1,53	0,27	3,53	0,45	1,70	0,20	1,86	0,28	1,39	0,24
	Rango	0,16	0,07	0,93	0,18	0,33	0,01	0,24	0,09	0,23	0,05

(*) Es un coeficiente adimensional.

También queda marcado el efecto de la velocidad de giro de la pieza tal como se puede notar en la tabla 7.18 y tabla 7.19. De manera que, a mayor velocidad de giro menor es *Ra*. Pero,

eso es para un mismo material evidentemente, ya que a una misma velocidad de giro e igualdad del resto de parámetros, se obtiene mejor acabado para el material que posee menor dureza, por lo menos según lo visto hasta ahora durante la experiencia con el mecanizado. Los subíndices 1 y 2 se usan para sustituir tramo mecanizado sin vibración y tramo mecanizado con vibración respectivamente.

Tabla 7.18. Resumen comparativo de los resultados de rugosidad superficial: probetas de acero.

Probeta	n [min ⁻¹]	Ra_1 [μm]	Ra_2 [μm]	Rsm_1 [mm]	Rsm_2 [mm]	ΔRa [μm]	ΔRa [%]
B	300	3,10	3,03	0,27	0,35	0,06	2,0
D	600	1,85	1,75	0,21	0,23	0,10	5,1
E	900	1,46	1,27	0,22	0,22	0,19	13,0

Tabla 7.19. Resumen comparativo de los resultados de rugosidad superficial: probetas de aluminio.

Probeta	n [min ⁻¹]	Ra_1 [μm]	Ra_2 [μm]	Rsm_1 [mm]	Rsm_2 [mm]	ΔRa [μm]	ΔRa [%]
A	600	1,43	1,46	0,22	0,23	-0,03	-2,3
C	600	1,32	1,57	0,18	0,19	-0,25	-18,9

Entonces, como se puede notar en las tablas anteriores, a nivel de valores promedios, y a los parámetros de corte y vibración hechos servir, la rugosidad superficial se mejora con la vibración cuando las probetas son de acero. Mientras que se empeora, a estos parámetros, cuando el material mecanizado es aluminio.

Se observó a través de la experiencia que el sentido de corte es un factor que influye en la calidad de acabado superficial, y de forma notable y considerable. Por tanto, para eliminar el efecto del sentido de corte podría ser mejor efectuar el torneado recto con una cuchilla que tenga la parte activa o la punta simétrica como son las plaquitas rómbicas y triangulares, o las cuchillas de roscado en torno.

Finalmente, se indica que no es razonable tomar una conclusión prematura y considerar que la vibración empeora o no las propiedades de las piezas mecanizadas, sino, se debe averiguar e investigar a qué parámetros de corte y vibración se puede lograr mejoras al mecanizado, lo cual no es algo nuevo ni extraño. Así por ejemplo, con el mecanizado convencional, cortando con una misma cuchilla y manteniendo iguales todos los parámetros de corte excepto la velocidad de giro, es posible conseguir mejoras muy significativas en la rugosidad superficial usando una cuchilla de metal duro o Widia.

7.3. Ensayado: 2º ronda

Se ha realizado una segunda ronda de ensayos en que se han llevado a cabo 17 ensayos sobre probetas de acero. Pero, cambiando la frecuencia de excitación, la intensidad de corriente eléctrica y la velocidad de giro. La finalidad ha sido la comprobación de influencia de los parámetros vibratorios, concretamente la frecuencia, o sea, los modos vibratorios propios, y la corriente eléctrica consumida por el solenoide, implícitamente la amplitud de vibración.

Después de analizar los datos de potencia de corte calculados siguiendo los pasos mencionados en el apartado 7.2.1, se ha deducido que la vibración puede ser beneficiosa o no, en función de los parámetros de corte y vibración empleados para efectuar el corte. Además, se ha observado que en las mismas condiciones de corte pueden mejorarse simultáneamente o no la rugosidad superficial y la energía específica de corte. Es decir, puede mejorarse una de ellas mientras que se empeore la otra.

En la tabla 7.20 se muestra una tría o selección de las probetas ensayadas con los correspondientes parámetros de corte y vibración.

Tabla 7.20. Parámetros de corte y vibración: 2º ronda.

Probeta	a [mm/rev]	p [mm]	n [min ⁻¹]	V_{Rpp} [V]	f [Hz]
D	0,14	0,10	600	10,96	1 160
N	0,14	0,10	600	6,70	1 477
Q	0,14	0,10	600	3,40	1 477
T	0,14	0,10	600	1,46	6 524
M	0,14	0,10	900	4,00	1 477
P	0,14	0,10	900	6,70	1 477

La frecuencia de excitación 6 524 Hz es igual a la frecuencia natural del segundo modo vibratorio propio de la herramienta convencional, según la configuración que tiene en la concepción final de la herramienta asistida por vibración. La de 1 477 Hz es igual a la frecuencia natural del primer modo propio según la misma configuración (Fig. 5.25).

En la tabla 7.21 se agrupan los resultados comparativos entre las probetas a las que hace referencia la tabla 7.20, tanto de potencia de corte como de rugosidad superficial.

Tabla 7.21. Resultados comparativos de los ensayos de 2º ronda.

Probeta	I [A]	ΔN_c [%]	$\Delta N_d/I$ [W/A]	ΔRa [%]	$\Delta N_d/I$ [W/A]
D	3,87	24,2	3,98	5,1	0,02
N	2,37	1,0	0,37	-2,3	-0,04
Q	1,20	-2,8	-1,80	3,0	0,09
T	0,52	5,0	8,27	1,2	0,08

Probeta	I [A]	ΔN_c [%]	$\Delta N_d/I$ [W/A]	ΔRa [%]	$\Delta N_d/I$ [W/A]
M	1,41	13,0	5,32	-0,3	-0,01
P	2,37	0,5	0,16	-5,3	-0,08

Lo que más llama la atención, en contra de las previsiones, son los resultados logrados excitando a la herramienta a 6 524 Hz (probeta T). De manera que, a pesar de haber suministrado poca corriente al solenoide, se ha logrado mejorar tanto la rugosidad como la potencia de corte. Por consiguiente, se puede intuir que la corriente eléctrica juega un papel importante en función de la frecuencia de excitación. Sobre todo, si ésta coincide con la frecuencia natural del modo vibratorio propio cuya deformación tienen lugar en el plano vertical.

Estos resultados incitan para plantear que se cree otro, u otros diseños, de modo que la punta de cuchilla presente varios tipos de movimiento, de los cuales el que tiene lugar en el plano vertical. Además de otras posibilidades como la combinación de desplazamientos, como el desplazamiento en la dirección transversal combinado con el desplazamiento en la dirección longitudinal.

8. PRESUPUESTO

De forma general, no detallada, se puede desglosar el presupuesto o los costes de este trabajo en los siguientes tipos:

1. Coste de diseño y edición de la documentación $C_{D,E}$: corresponde a la retribución del ingeniero y los costes que implica la realización de su trabajo.
2. Coste de fabricación y obtención del prototipo $C_{F,O}$: engloba los gastos de construir el prototipo. Es decir, el coste de trasladar la herramienta de la fase conceptual a la fase realista o física.
3. Coste de ensayo del prototipo C_E : recoge los costes debidos a llevar a cabo el ensayo del prototipo y averiguación del efecto de vibración en el mecanizado.

El primer grupo de costes, si se quiere relacionarlo con las fases o actividades mencionadas en el capítulo 2, de “Planificación y Programación”, comprende los costes que implican las actividades desde la primera hasta la octava, y desde la decimocuarta hasta la decimotercera. Mientras que el segundo grupo engloba la novena y décima actividad, y el tercero comprende las actividades desde la decimoprimera hasta la decimotercera.

8.1. Coste de diseño y edición de la documentación

El coste de diseño y edición de la documentación es el coste que le corresponde la mayor dedicación de tiempo, que se valora en unas 500 horas con un coste de 35 € por hora, en la que intervienen también:

- El coste del local.
- El coste del equipo informático.
- El coste de electricidad.
- El coste de Internet, etc.

Por tanto, el coste total correspondiente es de 18 500 €.

8.2. Coste de fabricación y obtención del prototipo

El coste de fabricación y obtención del prototipo se puede dividir en:

- Coste de adquisición de la materia prima de los elementos fabricados, o modificados, para adaptarse a la aplicación que se le ha dado en este trabajo

- Coste de adquisición de elementos normalizados.
- Coste de operario, de herramientas, máquina-herramientas, local y suministros.

La cuantía que corresponde a los dos primeros se resume en la tabla 8.1. A pesar de que el precio unitario es muy bajo en comparación con el precio de un *pack*, se toma el precio del *pack* a la hora de calcular el coste de elementos normalizados, puesto que se tiene que adquirir *packs* enteros. El coste de la materia prima de las piezas fabricadas se obtiene multiplicando el volumen de la pieza en bruto que se muestra en las rutas tecnológicas correspondientes, por la densidad del material y por el precio de una unidad de masa del material.

Tabla 8.1. Costes de compra del material de partida de los elementos fabricados, comerciales y normalizados.

Elemento	Unidades	Precio unitario [€/h]	Precio <i>pack</i> [€/pack]	Coste [€]
Herramienta convencional	1	7,25	-	7,25
Imán de neodimio	2	0,78	-	0,78
Tornillo Allen de cabeza avellanada	2	0,03	2,63	2,63
Núcleo del solenoide	1	60	-	60
Bastidor	1	1,00	-	1,00
Elemento de fijación	2	0,30	-	0,30
Tornillo de cabeza cilíndrica ranurada M5	3	0,07	3,11	3,11
Arandela hendida	1	0,03	2,14	2,14
Alambre esmaltado (solenoide)	1	11,01	-	11,01
Goma elástica	2	0,50	-	0,50
Tuerca ciega abombada	1	0,04	3,08	3,08
Placa de conexión	1	0,50	-	0,50
Conector banana (negativo)	1	1,89	-	1,89
Conector banana (positivo)	1	1,89	-	1,89
Arandela simple	1	0,02	1,52	1,52
Tornillo de cabeza cilíndrica ranurada M3	1	0,07	3,11	3,11
Terminal de horquilla (negativa)	1	0,17	1,63	1,63
Terminal de horquilla (positiva)	1	0,17	1,62	1,62
Total				103,96

El tercer coste que es el coste de operario, herramientas, amortización de máquina-herramientas y de suministros, se asume de 50 euros por hora.

Se estima que se han dedicado alrededor de unas 50 horas para la fabricación y obtención del prototipo, incluyendo todos los tiempos involucrados:

- Tiempo de corte que es el tiempo efectivo en que se efectúa el mecanizado.
- Tiempo improductivo que es el tiempo no efectivo pero es imprescindible para el mecanizado, como el retroceso de la herramienta de corte y aproximación de la herramienta.

- Tiempo de preparación de la máquina-herramienta.
- Tiempo de cambio de herramientas

Por tanto, el coste de fabricación y obtención del prototipo es de 2 603,96 €.

$$C_{F,O} = 50 \cdot 50 + 103,96 = 2\,603,96 \text{ €}$$

8.3. Coste de ensayado

Se estima que las actividades que implican el coste de ensayado han requerido de unas 64 horas. El coste horario de estas actividades se asume de 60 €, engloban todos los gastos relacionados o involucrados, como los aparatos de medición, máquina-herramienta que es el torno, fuente de corriente y los aparatos auxiliares, etc. Por consiguiente, este coste resulta de 3 840 €.

$$C_{F,O} = 64 \cdot 60 = 3\,840 \text{ €}$$

En la tabla 8.2 se resumen los tres grupos principales de costes con sus correspondientes contribuciones en el presupuesto total.

Tabla 8.2. Costes del trabajo

Coste	Dedicación [h]	Coste horario [€/h]	Coste [€]	Contribución [%]
$C_{D,E}$	500	40	17 500,00	73,09
$C_{F,O}$	50	50	2 603,96	10,88
C_E	64	60	3 840,00	16,04
Total	614		23 943,96	100

Por consiguiente, el presupuesto del trabajo se valora en 23 943,96 €. En que la mayor contribución la tiene el coste de diseño y edición de documentación técnica necesaria. Los dos otros costes tienen contribuciones de menor efecto en el presupuesto total.

9. IMPACTO AMBIENTAL

Como que este Trabajo de Fin de Máster está dentro del marco de investigación científica, no es posible hablar de impactos postulados sobre los entornos que lo rodea o que se involucran. Sin embargo, es posible hablar de posibilidades y previsiones.

Este trabajo puede tener un impacto positivo sobre la comunidad científica, poniendo a su disposición una base o referencia para la investigación científica. Lo cual, en el futuro, puede resultar una semilla convertida en una planta madura de la cual se recogerán los frutos para evolucionar la tecnología de mecanizado por arranque de viruta. De hecho, la continuación de este trabajo puede ser un doctorado. También, como pasa muchas veces en el ámbito industrial, se inspiran ideas y aplicaciones de un ámbito científico o ingenieril para ser aplicadas en otros, lo cual podría ser el caso.

Como se ha visto, con la vibración se puede reducir la energía específica de corte de los materiales mecanizados, lo cual permitirá mecanizar metales que no eran posibles de mecanizar previamente. De modo que se pueda llegar a prescindir de algunos tratamientos térmicos que se hacen a las piezas mecanizadas con el fin de aumentar su dureza, como es el temple, acortando el periodo de obtención de productos y reduciendo la dependencia de las empresas con el exterior.

De otro lado, por la habilidad o posibilidad de mejorar la rugosidad superficial de las piezas mecanizadas, además de reducción de energía específica de corte, se puede llegar a prescindir del uso de refrigerantes, que son considerados de los contaminantes que se debe impedir su uso. Sobre todo que su empleo o provecho es básicamente por dos motivos:

- Evitar el recalentamiento de las herramientas y piezas.
- Mejorar el acabado superficial.

Los cuales son posibles de alcanzar por el mecanizado asistido por vibración, ya que, la reducción de energía específica, según en qué porción se logrará, puede reducir la cantidad de calor que se desprende al realizar el corte, evitando el recalentamiento de las herramientas de corte y piezas procesadas.

Por consiguiente, si se consiga reducir notablemente la energía específica de corte, e implícitamente la potencia de corte, se podría contribuir en la reducción del consumo de energía eléctrica, sobre todo en las zonas más industrializadas. Por lo cual, el impacto ambiental negativo que implica la producción de energía eléctrica se vería reducido.

Sin embargo, se debe hacer un balance global del consumo eléctrico que requiere el mecanizado asistido por vibración, ya que la herramienta correspondiente consume una corriente eléctrica que debe ser sumada al consumo que implica llevar a cabo el mecanizado.

De todos modos, puede haber un impacto sobre el consumo de electricidad, tanto positivo como negativo, importante o despreciable.

Se recuerda que la producción de energía eléctrica conlleva a una contaminación y alteración del medio ambiente muy considerados, dado que se produce en centrales térmicas en que se creman sustancias que generan el dióxido de carbono, que es contaminante y empeora el efecto invernadero, como el carbón y el gas natural. Además de las centrales hidroeléctricas y mareomotrices que afectan negativamente la vida de los animales acuáticos y altera la vida de los seres vivos. Aparte de las centrales nucleares que han producido accidentes catastróficos a lo largo del tiempo, así como los residuos nucleares generados y que deben ser tratados de forma especial.

CONCLUSIONES

1. Se ha desarrollado exitosamente una herramienta de mecanizado asistido por vibración sin imitación ni hacer una ingeniería inversa, sino que ha sido algo nuevo.
2. La herramienta se basa en generar la vibración de la cuchilla de corte mediante un campo magnético variable creado por medio de una corriente eléctrica alterna, que gracias a cambiar de signo cada mitad de periodo, ha sido posible producir la vibración.
3. En caso de tener éxito, es decir, llegar a comercializar las herramientas de mecanizado asistido por vibración, y tener al alcance recursos suficientes y necesarios, se puede considerar que la alternativa más adecuada es la consistente en generar la vibración empleando un piezoeléctrico. En este supuesto, se debe plantear la vida útil infinita de la herramienta, sustituyendo la herramienta convencional por un mango y una plaquita recambiable.
4. Se ha descubierto que la vibración tiene efecto en el mecanizado, por lo menos sobre la calidad de acabado superficial y la energía específica de corte.
5. El efecto puede ser positivo o negativo en función de los parámetros de corte y vibración empleados para efectuar la pasada de corte.
6. La intensidad de corriente eléctrica es muy importante, de modo que a mayor corriente, mejores resultados se obtienen, y viceversa.
7. No obstante, la frecuencia de excitación es otro factor muy importante del cual depende el efecto o aporte de la intensidad de corriente eléctrica.
8. El efecto de la vibración en el mecanizado tiene una clara dependencia con la velocidad de giro del plato de garras.
9. En definitiva, pese no ser del alcance del presente trabajo realizar un estudio profundo del efecto de vibración en el mecanizado por arranque de viruta, se ha llegado a una base para establecer la metodología a seguir para llevar a cabo un estudio amplio, con el cual se puede determinar los parámetros vibratorios óptimos en función de sus análogos de corte para lograr aportaciones positivas a este proceso y evitar efectos negativos.

AGRADICIMIENTOS

Al principio, no tenía intención de agregar este apartado al trabajo y lo borré de la plantilla. Pero la equidad me ha implicado añadirlo nuevamente y presentar mi agradecimiento a quién lo ha merecido.

Por consiguiente, agradezco intensamente a la Escola Politècnica Superior d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú, que ha puesto a mi disposición su laboratorio para fabricar el prototipo y realizar los ensayos pese sus recursos humildes, ya que no soy estudiante de la misma. La verdad es que sin ella, no hubiese sido posible entregar este trabajo en la convocatoria ordinaria.

Así mismo, agradezco al profesor Hernán Alberto González Rojas por haber puesto a mi alcance este tema interesante y divertido para presentar mi Trabajo de Fin de Máster. Después de haber tenido dificultad en encontrar un tema que corresponde a mis preferencias, finalizando, probablemente, mi trayecto académico largo que ha durado unos 25 años sin interrupción.

BIBLIOGRAFÍA

Referencias bibliográficas

- [1] S. Kalpakjian, S. R. Schmid. *Manufactura, Ingeniería y Tecnología*. 5º Edición 2008, PEARSON.
- [2] SINGIRUSO S. RAO. *Vibraciones mecánicas*. México: 5º edición 2012, PEARSON.
- [3] William D. Callister, Jr. *Ciencia e Ingeniería de Los Materiales*. Editorial Reverté, S. A.
- [4] Donald R. Askeland. *Ciencia e ingeniería de los materiales*. México: 4º edición 2004 Internacional Thomson Editores, S. A.
- [5] Donald R. Askeland. *Ciencia e ingeniería de los materiales*. México: 3º edición 1998 Internacional Thomson Editores, S. A.
- [6] James F. Shackelford. *Introducción a la ciencia de materiales para ingenieros*. Madrid: 6º edición 2005 PEARSON EDUCACIÓN, S. A.
- [7] Robert L. Mott. *Resistencia de Materiales*. México: 5º edición 2009 PEARSON EDUCACIÓN, S. A.
- [8] Raymond A. Serway. *Física para ciencias e ingeniería con Física Moderna, Volumen 2*. México: 7º edición 2009 Cengage Learning Editores, S.A.
- [9] Humberto Leyva Naveros. *Electrostática y magnetismo*. Perú: 3º edición 2003 MOSHERA S.R. L.
- [10] Douglas C. Giancoli. *Física para ciencias e ingeniería, Volumen II*. México: 4º edición 2009 PEARSON EDUCACIÓN, S. A.
- [11] Raymond A. Serway, Chris Vuille. *Fundamentos de física, Volumen 2*. México: 9º edición 2012 Cengage Learning Editores, S.A.
- [12] Thomas L. Floyd. *Principios de circuitos eléctricos*. México, 2007 8º edición PEARSON EDUCACIÓN, S. A.
- [13] Andrew Pytel, Jaan Kiusalaas. *Ingeniería mecánica Dinámica*. México: 3º edición 2012 Cengage Learning Editores, S.A.
- [14] García Argüello, J. *Mecanizado de piezas asistido con pulsos de corriente eléctrica*. TFG. Fecha de presentación: mayo, 2017.

- [15] Reimund Neugebauer, Andrea Stoll. *Ultrasonic application in drilling*. Journal of Materials Processing Technology 149 (2004) 633–639.
- [16] V.I. Babitsky, A.V. Mitrofanov, V.V. Silberschmidt. *Ultrasonically assisted turning of aviation materials - simulations and experimental study*. Ultrasonics 42 (2004) 81–86.
- [17] Z. J. PEI, P. M. FERREIRA, S. G. KAPOOR and M. HASELKORN. *Rotary ultrasonic machining for face milling of ceramics*. Int. J. Mach. Tools Manufact. Vol. 35, No. 7. pp. 1033-1046, 1995. Printed in Great Britain.
- [18] [<https://es.aliexpress.com>, 13 de febrero de 2017]
- [19] [<http://shop.dismak.com>, 05 de febrero de 2017].
- [20] [<http://www.heliosquartz.com>, 13 de febrero de 2017].
- [21] [<http://www.goodfellow.com>, 13 de febrero de 2017].
- [22] [<http://quintans.webs.uvigo.es>, 14 de febrero de 2017].
- [23] [<https://es.wikipedia.org>, 14 de febrero de 2017].
- [24] [<http://www.monografias.com>, 14 de febrero de 2017].
- [25] [<https://www.hoffmann-group.com>, 15 de febrero de 2017].
- [26] [<http://www.phase2venezuela.com>, 15 de febrero de 2017].
- [27] [<https://www.sandvik.coromant.com>, 15 de febrero de 2017].
- [28] [<https://es.aliexpress.com>, 15 de febrero de 2017].
- [29] [<http://www.aslak.es>, 15 de febrero de 2017].
- [30] [<https://www.amazon.es>, 17 de febrero de 2017].
- [31] [<http://e-ducativa.catedu.es>, 18 de febrero de 2017].
- [32] [<http://www.iesbajoaragon.com>, 18 de febrero de 2017].
- [33] [<https://es.wikipedia.org>, 18 de febrero de 2017].
- [34] [<http://ocw.uc3m.es>, 18 de febrero de 2017].
- [35] [<http://unicrom.com>, 05 de marzo de 2017].
- [36] [<http://www.comunidadelectronicos.com>, 05 de marzo de 2017].

- [37] [<https://www.maqna.de/es/>, 07 de marzo de 2017].
- [38] [<https://bulonestornillos.wordpress.com>, 09 de marzo de 2017].
- [39] [<http://informecotec.es>, 12 de marzo de 2017].
- [40] [<https://www.pinterest.com>, 26 de abril de 2017].
- [41] [<http://emilioescobar.org>, 26 de abril de 2017].
- [42] [<http://soloformulas.com>, 26 de abril de 2017].
- [43] [<http://www.tiendaimanes.es>, 29 de abril de 2017].
- [44] [<http://www.directindustry.es>, 08 de mayo de 2017]
- [45] [<https://www.amazon.es/>, 13 de mayo de 2017]
- [46] [<http://www.velleman.eu/>, 13 de mayo de 2017]
- [47] [<https://www.banggood.com/es>, 13 de mayo de 2017]
- [48] [<http://www.ebay.es>, 27 de mayo de 2017]
- [49] [<https://spanish.alibaba.com>, 27 de mayo de 2017]
- [50] [<http://www.bateriasdecondensadores.com>, 29 de mayo de 2017]
- [51] [<https://www.youtube.com>, 10 de junio de 2017]
- [52] [<https://www.youtube.com>, 10 de junio de 2017]
- [53] [<https://www.youtube.com>, 10 de junio de 2017]
- [54] [<https://www.youtube.com>, 10 de junio de 2017]
- [55] [<https://www.youtube.com>, 10 de junio de 2017]
- [56] [<https://www.youtube.com>, 10 de junio de 2017]
- [57] [<http://revistas.uptc.edu.co>, 14 de junio de 2017]
- [58] [<https://dialnet.unirioja.es>, 14 de junio de 2017]