

DETERMINACIÓN DE ESPECTROS DE ACELERACIÓN PARA EL TORNO
PRAZI SD-400 VARIANDO LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN

MAURICIO SALAZAR ARANGO

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE MANTENIMIENTO
MEDELLÍN
2007

DETERMINACIÓN DE ESPECTROS DE ACELERACIÓN PARA EL TORNO
PRAZI SD-400 VARIANDO LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN

MAURICIO SALAZAR ARANGO

Proyecto de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Asesor:

Gabriel Jaime Páramo B.
Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE MANTENIMIENTO
MEDELLÍN
2007

AGRADECIMIENTOS

Durante el desarrollo del proyecto recibí ayuda de muchas personas a los cuales agradezco profundamente por el conocimiento que me compartieron, el tiempo que me brindaron para aportar con su trabajo y el constante apoyo que sentí por parte de ellos.

Quiero dar gracias a Dios, ya que siempre me ha dado una fuerza interna increíble para salir adelante.

Gracias a mi asesor de proyecto Gabriel Jaime Páramo por su permanente interés, su dialogo y consejos constructivos, las inquietudes académicas que me planteó y me ayudó a resolver.

Quiero agradecer profundamente a mi familia por el apoyo que siempre me ha brindado. Ellos siempre tienen un buen consejo y palabras de aliento cada vez que estoy a punto de desfallecer. Gracias a ellos he sabido afrontar las situaciones más difíciles que se me han presentado en la vida.

Gracias a mis amigos, quienes siempre tienen a la mano un buen consejo. Muy especialmente a mi amiga Carolina Mira Hernández, quién ofreció su colaboración y tiempo siempre que le fue posible.

Gracias al personal de los laboratorios de la Universidad por su excelente y permanente disposición; no sólo en este proyecto, sino durante toda la carrera. Especialmente quiero agradecer a Edilson Guerra del laboratorio de mecánica experimental, quien fue el encargado de realizar la toma de datos en el torno, y siempre tuvo una excelente disposición para colaborar en este proyecto.

TABLA DE CONTENIDO

	pág
TABLA DE CONTENIDO	7
LISTA DE ILUSTRACIONES	10
LISTA DE TABLAS	13
LISTA DE ANEXOS	15
1 INTRODUCCIÓN	13
2 OBJETIVOS	17
2.1 GENERAL	17
2.2 ESPECÍFICOS	17
3 MARCO TEÓRICO	18
3.1 GENERALIDADES DE LOS TORNOS	18
3.1.1 Componentes principales de un torno	19
3.2 ANÁLISIS DE VIBRACIONES	24
3.2.1 Vibración simple	25
3.2.2 Vibración compuesta	29
3.2.3 Vibración aleatoria y golpeteos intermitentes	30
3.2.4 Frecuencia natural y resonancias	32
3.2.5 Transformada rápida de Fourier	33
3.2.6 Desplazamiento, velocidad y aceleración de la vibración	35
3.3 ANÁLISIS ESPECTRAL	36
3.4 ESPECTROS CARACTERÍSTICOS	38
3.4.1 Desbalanceo estático	38
3.4.2 Desbalanceo dinámico	39
3.4.3 Desalineación angular	39
3.4.4 Desalineación paralela	40
3.4.5 Holgura mecánica	41
3.4.6 Soltura estructural	41

3.4.7	Excentricidad	42
3.5	AMORTIGUAMIENTO	43
3.6	NORMAS INTERNACIONALES	44
4	CARACTERIZACIÓN TORNO PRAZI SD-400	48
4.1	DESCRIPCIÓN GENERAL DEL TORNO	48
4.1.1	Bancada	52
4.1.2	Cabezal	54
4.1.3	Conjunto del carro	55
4.1.4	Contrapunto	57
4.2	TRANSMISIÓN DE POTENCIA	59
4.2.1	Avance automático	62
5	PRUEBAS EXPERIMENTALES DE VIBRACIÓN	67
5.1	DEFINICIÓN DE LAS PRUEBAS	67
5.1.1	Instrumentos de medición	68
5.1.2	Parámetros de corte	70
5.1.3	Estandarización de las pruebas	71
5.1.4	Sitios de ubicación de los sensores	72
5.2	ADQUISICIÓN DE DATOS	74
5.2.1	Software utilizado	74
5.2.2	Pruebas iniciales	75
5.2.3	Almacenamiento de datos	77
5.2.4	Pruebas de operación	80
6	ANÁLISIS DE RESULTADOS	83
6.1.1	Metodología empleada	84
6.1.2	Identificación de máximos locales	85
6.1.3	Cálculo del factor de amortiguamiento	88
6.1.4	Frecuencias según el componente	90
6.1.5	Frecuencias naturales del sistema	91
6.2	INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS	92
6.2.1	Avance variable	93

6.2.2	Profundidad de corte Variable	96
6.2.3	RPM variables	99
6.3	CALIDAD DEL MAQUINADO	101
7	CONCLUSIONES	106
8	RECOMEDACIONES Y SUGERENCIAS	109
9	BIBLIOGRAFÍA	112
9.1	CLÁSICA	112
9.2	INTERNET	114

LISTA DE ILUSTRACIONES

	pág
Ilustración 1. Esquema del proceso básico de torneado	18
Ilustración 2. Diferentes operaciones de torneado	19
Ilustración 3. Componentes básicos de un torno	20
Ilustración 4. Bancada torno PRAZI SD-400	21
Ilustración 5. Conjunto del carro torno PRAZI SD-400	22
Ilustración 6. Cabezal torno PRAZI SD-400	22
Ilustración 7. Contrapunto torno PRAZI SD-400	23
Ilustración 8. Barra de avance y tornillo guía torno PRAZI SD-400	23
Ilustración 9. Vibración simple	26
Ilustración 10. Amplitud de una onda	27
Ilustración 11. Velocidad de vibración	28
Ilustración 12. Aceleración de vibración	28
Ilustración 13. Fase de una onda	29
Ilustración 14. Vibración compuesta	30
Ilustración 15. Vibración aleatoria	31
Ilustración 16. Golpeteo intermitente	31
Ilustración 17. Representación de la transformada rápida de Fourier	34
Ilustración 18. Diferencia entre dominio en el tiempo y dominio en la frecuencia	34
Ilustración 19. Señal vista en las tres variables	36
Ilustración 20. Adquisición de datos y espectros de vibración	37
Ilustración 21. Desbalanceo estático	38
Ilustración 22. Desbalanceo dinámico	39
Ilustración 23. Desalineación angular	40
Ilustración 24. Desalineación paralela	40
Ilustración 25. Holgura eje-agujero	41

Ilustración 26. Soltura estructural	42
Ilustración 27. Excentricidad	43
Ilustración 28. Vibración amortiguada	43
Ilustración 29. Rango de severidad de vibraciones según la clase de máquina	46
Ilustración 30. Torno PRAZI SD-400 de la Universidad EAFIT	49
Ilustración 31. Componentes básicos del torno PRAZI SD-400.	51
Ilustración 32. Nervios interiores y guías de la bancada	52
Ilustración 33. Conjunto del carro sobre las guías de la bancada	52
Ilustración 34. Ubicación del cabezal sobre la bancada	53
Ilustración 35. Cremallera dentada de la bancada y tornillo de avance	53
Ilustración 36. Naríz del husillo torno PRAZI SD-400	54
Ilustración 37. Sujeción del motor al cabezal del torno	55
Ilustración 38. Conjunto del carro torno PRAZI SD-400	55
Ilustración 39. Sistema de sujeción de los carros transversal y superior	56
Ilustración 40. Sistema de fijación de la herramienta de corte	56
Ilustración 41. Sistema de movimiento del conjunto del carro	57
Ilustración 42. Contrapunto torno PRAZI SD-400	57
Ilustración 43. Manguito del contrapunto	58
Ilustración 44. Volante con escala grabada del contrapunto	58
Ilustración 45. Placa del motor torno PRAZI SD-400	59
Ilustración 46. Sistema de transmisión por correas	60
Ilustración 47. Componentes necesarios para realizar un cambio de velocidad	61
Ilustración 48. Tuerca de avance automático del conjunto del carro	63
Ilustración 49. Engranajes que permiten el avance automático del carro	63
Ilustración 50. Diagrama y nomenclatura de engranajes	64
Ilustración 51. Sensor de desplazamiento	69
Ilustración 52. Sensor de velocidad	69
Ilustración 53. Sensor de aceleración	70
Ilustración 54. Variables tenidas en cuenta para las pruebas experimentales	71
Ilustración 55. Sitios de ubicación de sensores en el torno	73

Ilustración 56. Medición de vibraciones en torno PRAZI SD-400	76
Ilustración 57. Onda en el dominio del tiempo obtenida desde software usado	77
Ilustración 58. Imagen de la FFT desde el software utilizado	77
Ilustración 59. Espectro de la prueba de impacto	78
Ilustración 60. Espectro de la prueba en vacío	79
Ilustración 61. Onda en el dominio del tiempo prueba AC-R-2	81
Ilustración 62. Espectro obtenido en la prueba AC-R-2	81
Ilustración 63. Espectro prueba AC-P-2	86
Ilustración 64. Identificación de máximos locales en prueba AC-P-2	87
Ilustración 65. Método de la amplitud de pico	88
Ilustración 66. Probetas de aluminio	102
Ilustración 67. Acabado superficial probeta A1	103
Ilustración 68. Acabado superficial probeta A2	103
Ilustración 69. Acabado superficial probeta A3	103

LISTA DE TABLAS

	pág
Tabla 1. Especificaciones técnicas del torno PRAZI SD-400	50
Tabla 2. Velocidades del husillo variando la configuración de las correas.	62
Tabla 3. Configuración para avance métrico del carro	64
Tabla 4. Combinación de engranajes para pasos de rosca métrica	65
Tabla 5. Combinación de engranajes para pasos de rosca en pulgadas	65
Tabla 6. Matriz de especificaciones para pruebas de vibraciones	72
Tabla 7. Configuración del software utilizado durante las pruebas	75
Tabla 8. Materiales de las probetas maquinadas	75
Tabla 9. Abreviaturas usadas para las pruebas	76
Tabla 10. Frecuencia de excitación para cada prueba	83
Tabla 11. Frecuencias de máximos locales	87
Tabla 12. Frecuencias de máximos locales y su amortiguamiento	89
Tabla 13. Frecuencias comunes encontradas en el cabezal	90
Tabla 14. Frecuencias comunes encontradas en el portaherramientas	91
Tabla 15. Frecuencias comunes encontradas en la bancada	91
Tabla 16. Frecuencias naturales del sistema	92
Tabla 17. Aceleración en el portaherramientas de acuerdo al avance	93
Tabla 18. Aceleración en la bancada de acuerdo al avance	94
Tabla 19. Aceleración en el cabezal de acuerdo al avance	94
Tabla 20. Aceleración en el portaherramientas de acuerdo a la profundidad	96
Tabla 21. Aceleración en la bancada de acuerdo a la profundidad	97
Tabla 22. Aceleración en el cabezal de acuerdo a la profundidad	97
Tabla 23. Aceleración en el portaherramientas de acuerdo a las RPM	99
Tabla 24. Aceleración en la bancada de acuerdo a las RPM	99
Tabla 25. Aceleración en el cabezal de acuerdo a las RPM	100
Tabla 26. Clasificación de picos de aceleración mayores a 1G	101

Tabla 27. Especificaciones y nomenclatura de las probetas	102
Tabla 28. Rugosidad de cada una de las probetas	104

LISTA DE ANEXOS

	pág
ANEXO ESPECTROS	117
ANEXO METROLOGÍA	126

1 INTRODUCCIÓN

El presente documento es el resultado de un proceso experimental realizado con el fin de determinar y documentar los diferentes espectros de aceleración que presenta el torno PRAZI SD-400 al variar sus condiciones de operación; el cual se ejecuta como proyecto de grado, respondiendo a los requerimientos para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

En general, las plantas productivas durante los últimos años han presentado una acelerada automatización de sus procesos, con el fin de incrementar la productividad y mejorar la calidad de sus productos, todo esto en aras de aumentar su competitividad en el rivalizado mercado actual. Lo anterior ha convertido a las máquinas y equipos en simples eslabones de la cadena productiva, por lo que un fallo o avería en cualquiera de ellos trae como consecuencia una interrupción del proceso productivo, con graves consecuencias para la competitividad y la economía de la empresa.

Debido a estos cambios tecnológicos se ha presentado una evolución en la filosofía del mantenimiento de las empresas, dejando atrás el mantenimiento correctivo e incluso el preventivo, para entrar a implementar el mantenimiento predictivo; que ha través de monitoreo sistemático de variables, permite no sólo evaluar el estado actual de los equipos y/o componentes, sino además pronosticar el momento de la falla, logrando intervenir el equipo en el momento más oportuno.

Las condiciones de competencia dentro del mercado globalizado actual, demandan del país el desarrollo y apropiación de tecnologías idóneas para aplicar en programas de mantenimiento predictivo, diagnóstico y monitoreo de maquinaria. Usualmente, en Colombia las técnicas de mantenimiento predictivo se

manejan por subcontratación a terceros, ya que la mayoría de las empresas en nuestro medio no cuentan con los recursos o la capacitación necesaria para realizar los diagnósticos predictivos en sus propias máquinas y equipos. Además, estos servicios de técnicas predictivas para el diagnóstico y monitoreo de maquinaria tienen un costo relativamente elevado en el mercado local y nacional. Sin embargo, las necesidades de las empresas van cambiando de acuerdo con las exigencias de bajos costos. Así, la utilización de técnicas predictivas a un nivel más general para el diagnóstico y monitoreo del estado operacional de las máquinas, se presenta ahora como una oportunidad y un nuevo desafío en nuestro medio.

El monitoreo de las vibraciones en maquinaria y la identificación de piezas rotativas no equilibradas, permite que el desgaste de las máquinas se mantenga bajo constante observación, lo que ayuda a aumentar la vida útil del activo. Cada irregularidad que pueda constituir un síntoma de degeneración de partes mecánicas se detecta a tiempo para que no se produzca ningún daño; permitiendo identificar las causas de los funcionamientos incorrectos de las máquinas en general.

En ese orden de ideas y como complemento a lo anterior, cabe mencionar que las vibraciones producidas durante el proceso de mecanizado dan lugar a pobres acabados superficiales en las piezas trabajadas (mala calidad), y a una disminución de la vida útil de las herramientas. Debido a esto y en vista de la necesidad de optimizar los procesos, en los últimos años se han realizado distintos estudios con el fin de profundizar en el conocimiento del comportamiento dinámico de las máquinas-herramienta.

El torno es la máquina-herramienta que permite la transformación de un sólido, haciéndolo girar alrededor de su eje y arrancándole periféricamente material a fin

de obtener una geometría definida, mediante un dispositivo de corte (KALPAKJIAN Y SCHMID, 2002).

Con el torneado se pueden obtener diferentes tipos de superficies: cilíndricas, planas, cónicas, esféricas, perfiladas o roscadas; tanto externa como internamente. Las cuales se logran en máquinas con distintas configuraciones como son los tornos horizontales o verticales. Estos pueden tener un portaherramientas sencillo o un revólver principal con posibilidad de montar varias herramientas para trabajo en secuencia; y en cuanto al accionamiento pueden ser: manuales, automáticos o de control numérico computarizado (CNC).

A comienzos del año 2006 la Universidad EAFIT adquirió un pequeño torno paralelo alemán marca PRAZI SD-400 para el Laboratorio de Máquinas Herramienta. Este torno se encuentra actualmente disponible para uso en el mecanizado de metales blandos y polímeros, principalmente.

Aunque el torno se encuentra actualmente disponible para la operación y presenta un buen desempeño para la fabricación de piezas, se ve la oportunidad de realizar una caracterización y documentación del comportamiento del torno al variar los parámetros de operación del torno, como son: profundidad de corte, avance, RPM y material de la pieza a trabajar. Dicha caracterización y documentación, se realizará con base en los espectros de aceleración que presenta el torno, en diferentes sitios de su estructura, al variar los parámetros de operación mencionados.

Para obtener los espectros de aceleración es necesario realizar unas pruebas de vibración en diferentes puntos del torno; para luego, con base en dichos espectros determinar cómo afecta cada uno de los parámetros de operación el comportamiento dinámico de los puntos examinados en la máquina y poder

generar así una base documental conforme al resultado. Lo que se convierte en el objetivo principal de este proyecto.

El presente proyecto pretende contribuir con la investigación y el desarrollo que se ha venido adelantando y promoviendo en la Universidad EAFIT. El reto es obtener información y documentar, cómo afecta cada uno de los parámetros de operación el comportamiento estructural del torno, para que en proyectos venideros se tenga una base documental acerca de la influencia de dichos parámetros en la estructura de la máquina, en su operación y en la calidad de las piezas maquinadas.

2 OBJETIVOS

2.1 GENERAL

Identificar los diferentes espectros de vibración que presenta el torno PRAZI SD-400 al variar los parámetros de operación.

2.2 ESPECÍFICOS

- Objetivo 1: Desarrollar un proceso consultivo sobre las generalidades de los tornos.
- Objetivo 2: Desarrollar un proceso consultivo sobre los fundamentos de análisis de vibraciones en maquinas rotativas.
- Objetivo 3: Determinar las principales cadenas cinemáticas del torno PRAZI SD-400.
- Objetivo 4: Obtener información, mediante pruebas experimentales de vibración, acerca del efecto de los parámetros de operación de corte en el torno PRAZI SD-400.
- Objetivo 5: Identificar las principales amplitudes de cada espectro, sus respectivas frecuencias y su amortiguamiento.
- Objetivo 6: Desarrollar las conclusiones y recomendaciones pertinentes de acuerdo a los resultados.

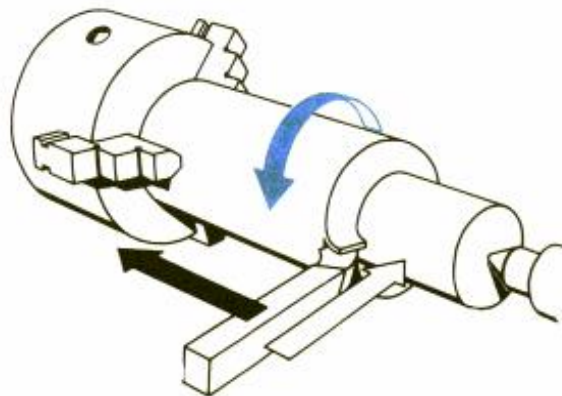
3 MARCO TEÓRICO

A continuación se busca presentar un panorama general respecto al objeto de estudio del proyecto. Esencialmente se presenta información básica acerca de los diferentes componentes de un torno y su importancia, con el fin de ambientar al lector respecto a la máquina estudiada en este proyecto. Luego se entra a definir de una manera clara en qué consiste un análisis de vibraciones, así como los parámetros y variables que se deben tener en cuenta para su realización.

3.1 GENERALIDADES DE LOS TORNOS

El torno es la máquina-herramienta que permite la transformación de un sólido, haciéndolo girar alrededor de su eje y arrancándole material periféricamente a fin de obtener una geometría definida (KALPAKJIAN Y SCHMID, 2002).

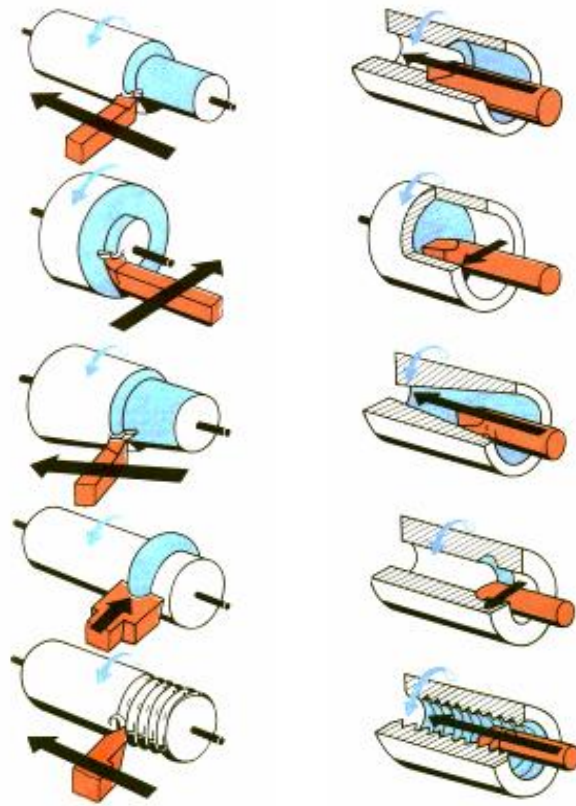
Ilustración 1. Esquema del proceso básico de torneado



PUCRS@,2007

Con el torneado se pueden obtener diferentes tipos de superficies: cilíndricas, planas, cónicas, esféricas, perfiladas y roscadas; tanto externa como internamente.

Ilustración 2. Diferentes operaciones de torneado



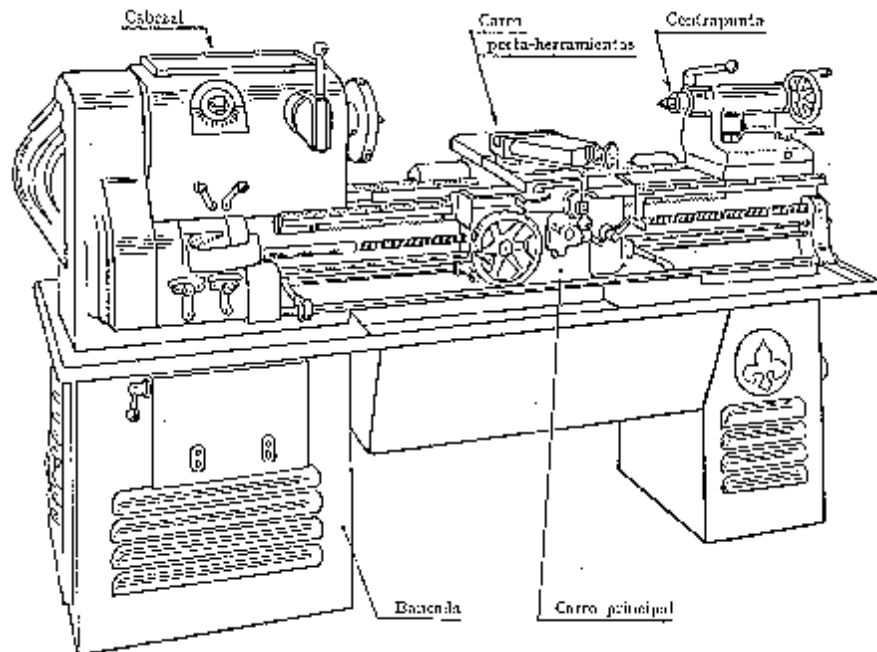
PUCRS@,2007

3.1.1 Componentes principales de un torno

Los tornos son máquinas-herramientas que están conformadas por diferentes subconjuntos, donde cada subconjunto es esencial para la operación normal del torno. Estos subconjuntos o componentes existen en todos los tornos, independiente de cuál sea su clasificación o configuración.

Los subconjuntos básicos de un torno son los siguientes:

Ilustración 3. Componentes básicos de un torno



KALPAKJIAN Y SCHMID, 2002

A continuación se hará una breve descripción de cada uno de los componentes principales de los tornos (KALPAKJIAN Y SCHMID, 2002).

Bancada: la bancada sostiene todos los componentes principales del torno. Generalmente las bancadas tienen grandes masas y son de construcción rígida, por lo general de fundición gris o nodular. La fundición debe ser de la mejor calidad; debe tener dimensiones apropiadas y suficientes para soportar las fuerzas que se originan durante el trabajo, sin experimentar deformación apreciable, aún en los casos más desfavorables. Para facilitar la resistencia suele llevar unos nervios centrales internos.

La parte superior de la bancada tiene dos guías o correderas con diversas secciones transversales, endurecidas y maquinadas para que tengan resistencia al desgaste y exactitud dimensional durante su uso (KALPAKJIAN Y SCHMID, 2002).

A veces, las guías se hacen postizas con el fin de poder ser cambiadas fácilmente en caso de desgaste, sin necesidad de fabricar nuevamente toda la bancada.

Ilustración 4. Bancada torno PRAZI SD-400



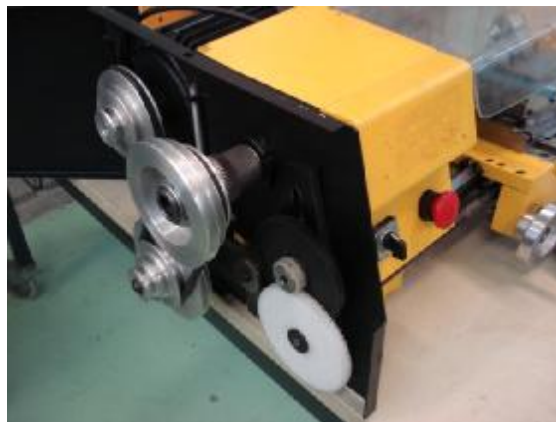
Carro: el carro longitudinal, o conjunto del carro, se desliza por las guías o correderas de la bancada y está formado por un conjunto de corredera principal, el portaherramientas y el tablero. La herramienta de corte se monta en el portaherramientas, normalmente con un apoyo compuesto que gira para posicionar y ajustar la herramienta. El carro transversal se mueve hacia adentro y afuera, radialmente, controlando la posición radial de la herramienta en operaciones como refrentado. El tablero tiene mecanismos para movimiento, tanto manual como automático del carro longitudinal y del transversal, mediante los tornillos de avance (KALPAKJIAN Y SCHMID, 2002).

Ilustración 5. Conjunto del carro torno PRAZI SD-400



Cabezal: el cabezal está fijo en la bancada y tiene motores, poleas y bandas que suministran potencia al husillo a varias velocidades de giro. Las velocidades se pueden establecer mediante de selectores de control manual. La mayor parte de los cabezales tienen un conjunto de engranajes, y algunos tienen varios reductores para permitir una variación continua de velocidades en el husillo. Los cabezales tienen un husillo hueco al que se fijan dispositivos de sujeción de pieza, como mandriles y boquillas, y se pueden manejar barras o tubos largos en diversas operaciones de torneado (KALPAKJIAN Y SCHMID, 2002).

Ilustración 6. Cabezal torno PRAZI SD-400



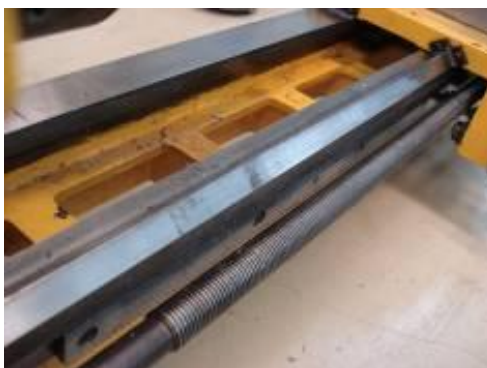
Contrapunto: se usa para soportar un extremo de la pieza de trabajo durante el maquinado, especialmente piezas largas; o para sostener diversas herramientas de corte como brocas, escariadores y machuelos. El contrapunto se desliza sobre las guías prismáticas y puede fijarse en cualquier posición en cualquier parte de la bancada (KALPAKJIAN Y SCHMID, 2002).

Ilustración 7. Contrapunto torno PRAZI SD-400



Barra de avance y tornillo guía: la barra de avance es accionada por un conjunto de engranes en el cabezal. Gira durante el funcionamiento del torno y pasa el movimiento al carro longitudinal y al carro transversal mediante engranes, un embrague de fricción y un cuñero que lo recorre en su longitud (KALPAKJIAN Y SCHMID, 2002).

Ilustración 8. Barra de avance y tornillo guía torno PRAZI SD-400



3.2 ANÁLISIS DE VIBRACIONES

Como es sabido, el torno PRAZI SD-400 adquirido por la Universidad EAFIT se encuentra actualmente en funcionamiento en el Laboratorio de Máquinas Herramienta. Con el ánimo de poder determinar los espectros de aceleración que presenta el torno al variar los parámetros de operación, se hacía necesario realizar unas pruebas predictivas de operación, mediante las cuáles fuera posible determinar las condiciones actuales de funcionamiento de la máquina y de ésta manera poder identificar cómo afecta cada variable el comportamiento estructural del torno

Entre las diferentes pruebas predictivas de operación que existen para determinar el correcto funcionamiento de una máquina rotativa; la más apropiada para este caso consiste en realizar un estudio de vibraciones. Esto debido a que con base en los resultados obtenidos mediante dicho estudio, es posible determinar cuál es el problema raíz (en caso de existir) que afecta directamente la operación del torno; además permite identificar la severidad de las vibraciones que se presentan en cada componente analizado de la máquina, proporcionando información necesaria para poder realizar la caracterización dinámica del torno. Este tipo de análisis es ampliamente utilizado por algunas empresas en sus planes de mantenimiento predictivo, con el fin de obtener un registro que permita detectar a tiempo fallas y problemas, con base en las condiciones de operación que presentan las máquinas y equipos. Esto trae un gran beneficio a las empresas, ya que permite conocer las condiciones de operación de los equipos, reducir los tiempos muertos y los paros no programados; logrando intervenir los equipos en el momento más oportuno, antes de que ocurra el fallo.

A continuación se hará una breve introducción general acerca de las vibraciones, sus causas y efectos; así como en qué consiste un análisis de vibraciones, sus parámetros más significativos y los resultados que éste puede arrojar.

El estudio de las vibraciones se refiere a los movimientos oscilatorios de los cuerpos sólidos. Todos los cuerpos sólidos son capaces de vibrar ya que tienen inercia y flexibilidad (CARDONA FOIX Y OTROS, 1999).

Una máquina ideal no produce vibraciones ya que toda su energía podrá ser canalizada dentro del trabajo entregado; es decir, toda la energía entregada por la máquina se convierte en trabajo efectivo. En realidad no existe una máquina perfecta, por lo que las máquinas reales presentan el fenómeno de vibración en sus componentes, debido a la transmisión normal de fuerzas cíclicas a través de su estructura. Parte de la energía del sistema se disipa en forma de vibración a través de toda la estructura (VELEZ DE LOS RIOS, 1989).

Las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina significa la suma vectorial de la vibración de cada uno de sus componentes (A-MAQ@, 2007).

A continuación se describen las variables que se deben tener en cuenta para realizar un estudio de vibraciones (A-MAQ@, 2007).

3.2.1 Vibración simple

Una vibración se puede definir como el movimiento de vaivén de un elemento en cualquier dirección del espacio, respecto a su posición de equilibrio. Generalmente la causa de la vibración reside en problemas mecánicos, como: desalineación, desbalanceo, desequilibrio, holgura mecánica, desajuste, principalmente.

Ilustración 9. Vibración simple



A-MAQ@,2007

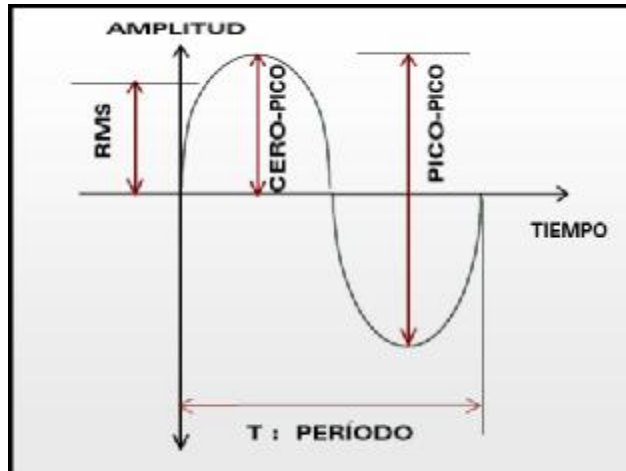
Si vemos la figura anterior, al aplicarle una fuerza vertical al objeto suspendido y poner en movimiento con velocidad constante una hoja de papel; el objeto describirá una trayectoria de onda sinusoidal como la mostrada.

Habiendo dado una breve descripción de lo que es una vibración, vale la pena mencionar algunas variables que son fundamentales para comprender un poco mejor este fenómeno físico, y que generalmente deben ser tenidas en cuenta al realizar un análisis de vibraciones. A continuación se describe de manera breve cada una de ellas:

- **Periodo:** tiempo que tarda la masa oscilante para completar un ciclo; es decir, para ir y regresar al mismo punto. Generalmente se mide en segundos (seg) o en milisegundos (mseg).
- **Frecuencia:** es el recíproco del periodo; es decir, el número de ciclos (oscilaciones) por segundo o por minuto. Generalmente se mide en ciclos por segundo (Hz) o ciclos por minuto (CPM).

- Amplitud: es cuanta cantidad de movimiento puede tener una masa desde una posición neutral. Generalmente se mide en valores pico-pico para desplazamiento, y valores cero-pico y RMS para velocidad y aceleración.

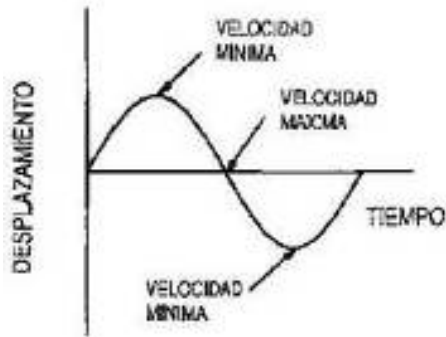
Ilustración 10. Amplitud de una onda



A-MAQ@,2007

- Velocidad: indica qué tan rápido el objeto está vibrando. Se puede decir que la velocidad es máxima cuando (en un movimiento simple armónico) el objeto esta pasando por su punto de reposo de “cero desplazamiento” y es cero cuando alcanza el punto más alto y más bajo de su límite de desplazamiento. Esta generalmente es medida en milímetros por segundo (mm/s).

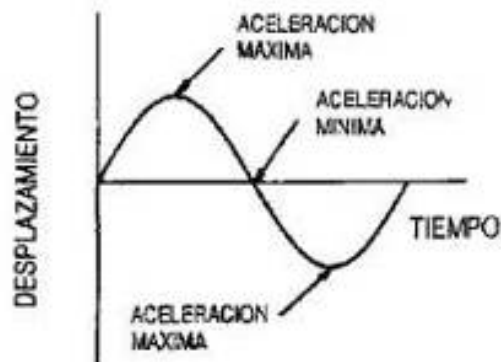
Ilustración 11. Velocidad de vibración



ELPRISMA@,2007

- Aceleración: está referido a la fuerza que ocasiona la vibración. La aceleración alcanza el valor máximo como cuando el objeto alcanza sus límites de desplazamiento; es decir, cuando alcanza el punto más bajo, se detiene y comienza el movimiento opuesto. Está medida en unidades de gravedad ($1 G = 980 \text{ cm/seg}^2$).

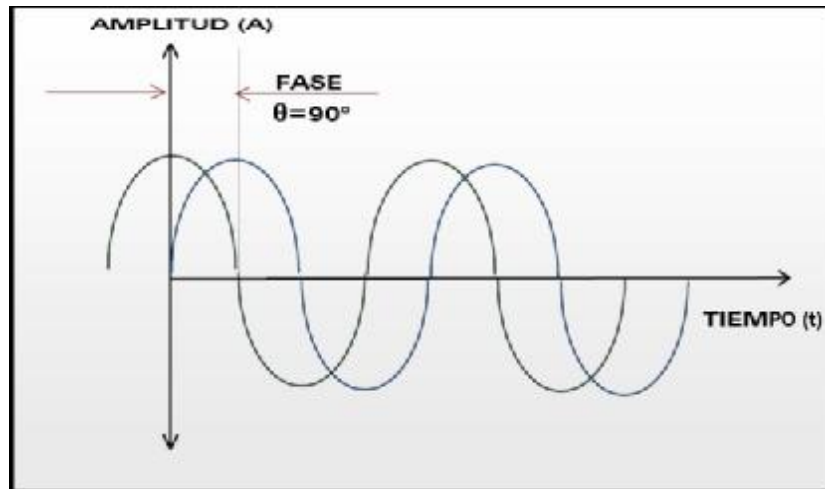
Ilustración 12. Aceleración de vibración



ELPRISMA@,2007

- Fase: La fase es una medida de tiempo entre la separación de dos señales, la cual puede ser relativa o absoluta. Generalmente es medida en grados.

Ilustración 13. Fase de una onda

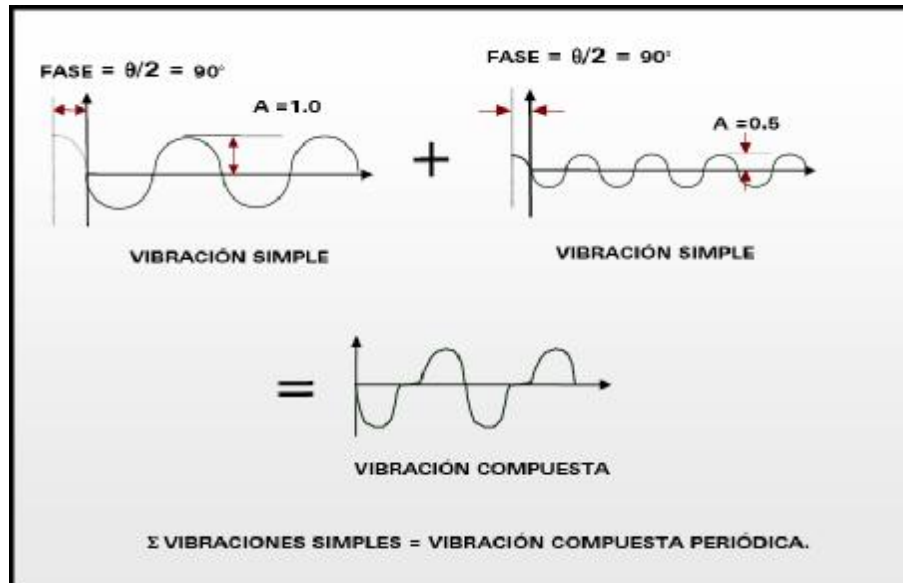


A-MAQ@,2007

3.2.2 Vibración compuesta

Una señal compuesta es una sumatoria de varias señales sinusoidales simples que comprenden cada uno de los componentes que se encuentran en la máquina, más todos los golpeteos y vibraciones aleatorias generados.

Ilustración 14. Vibración compuesta

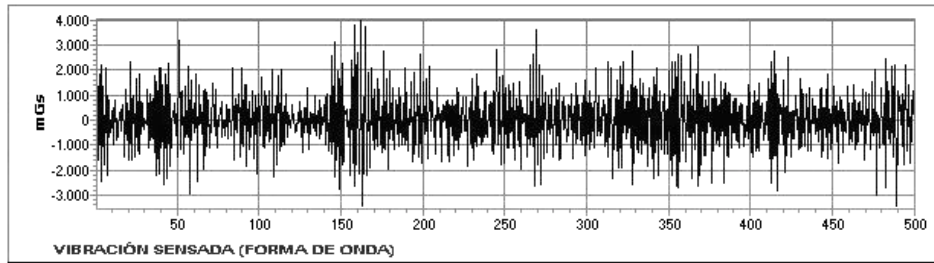


A-MAQ@,2007

3.2.3 Vibración aleatoria y golpeteos intermitentes

Además de las vibraciones simples, también existen otros tipos de vibraciones como son la vibración aleatoria y los golpeteos intermitentes. La vibración aleatoria no cumple con patrones especiales que se repiten constantemente o es demasiado difícil detectar donde comienza un ciclo y donde termina. Estas vibraciones están asociadas generalmente a turbulencia en sopladores y bombas, a problemas de lubricación y contacto metal-metal en elementos rodantes o a cavitación en bombas. Este tipo de patrones es mejor interpretarlos en el espectro y no en la onda en el tiempo.

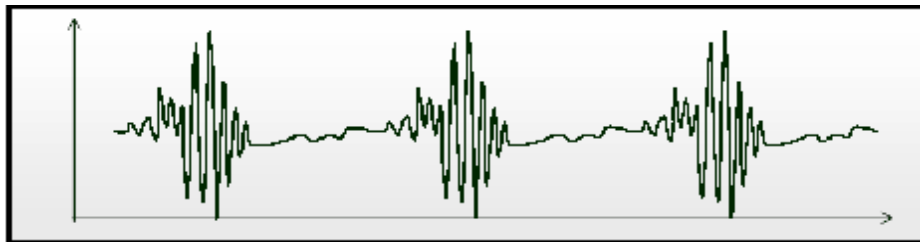
Ilustración 15. Vibración aleatoria



A-MAQ@,2007

Los golpeteos intermitentes están asociados a golpes continuos que crean una señal repetitiva. Estas se encuentran mas comúnmente en los engranajes, en el paso de las aspas de un impulsor o ventilador, etc. Este tipo de señales tiende a morir debido a la amortiguación del medio.

Ilustración 16. Golpeteo intermitente



A-MAQ@,2007

3.2.4 Frecuencia natural y resonancias

La frecuencia natural presenta un carácter muy diferente a las anteriormente nombradas, debido a que depende de las características estructurales de la máquina, tales como su masa, su rigidez y su amortiguación, incluyendo los soportes y tuberías adjuntas a ella. No depende de la operación de la máquina, a no ser que la rigidez sea función de la velocidad.

Si la frecuencia natural es excitada por un agente externo, la amplitud de vibración de la máquina se incrementará enormemente causando perjuicios que a corto o mediano plazo pueden llegar a ser catastróficos. Esto es lo que se conoce con el nombre de resonancia. Cuando una resonancia es detectada, es necesario identificar el agente externo que la está produciendo e inmediatamente debe aislarse estructuralmente o cambiar su velocidad de operación; ya que se incrementa abruptamente los niveles de vibración de la máquina.

Para determinar la frecuencia natural de una máquina o equipo, la técnica más comúnmente utilizada en el medio, consiste en realizar una prueba de impacto.

Una prueba de impacto es un tipo de ensayo de vibración, que se hace normalmente en una máquina que no está en operación al momento de realizar la prueba.

Para ello la máquina se equipa con uno o más transductores de vibración, y después se le imparte un golpe con un objeto macizo como un martillo. La máquina responderá al impacto con una vibración que se extinguirá y las señales de los transductores se graban y se mandan a un analizador de espectro. El espectro resultante contendrá picos que corresponden a las frecuencias naturales o " resonancias" de la máquina. En cualquier máquina las fuerzas de excitación de su operación normal deben ser alejadas de las resonantes que pueden causar niveles de vibración muy altos y destructivos.

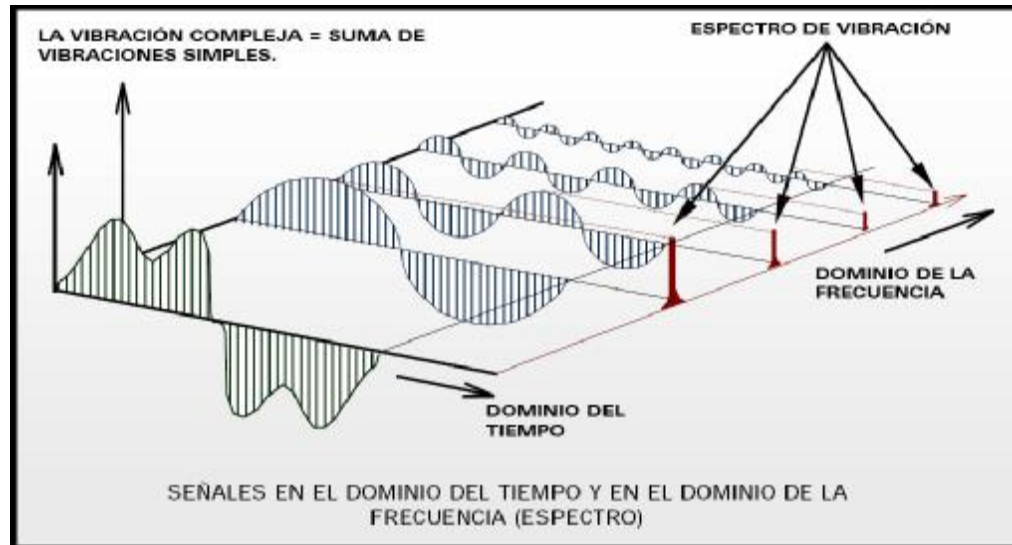
3.2.5 Transformada rápida de Fourier

Hasta ahora sólo se han mencionado vibraciones en el dominio del tiempo, que son señales directas de la máquina. En estas señales se encuentra plasmada toda la información acerca del comportamiento de cada componente de la máquina. Pero hay un problema a la hora de realizar un diagnóstico: estas señales están cargadas de mucha información en forma muy compleja, la cual comprende las señales características de cada componente de la máquina, por lo cual prácticamente queda imposible distinguir a simple vista sus comportamientos característicos.

Existen otras formas para realizar un estudio de vibraciones, entre las cuales se encuentra mirar esta señal en el dominio de la frecuencia. Esta es la gráfica de amplitud vs. frecuencia y es conocida con el nombre de espectro. Esta es la mejor herramienta que se tiene actualmente para el análisis de vibraciones en maquinaria. Fue precisamente el matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768 – 1830) quien encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos.

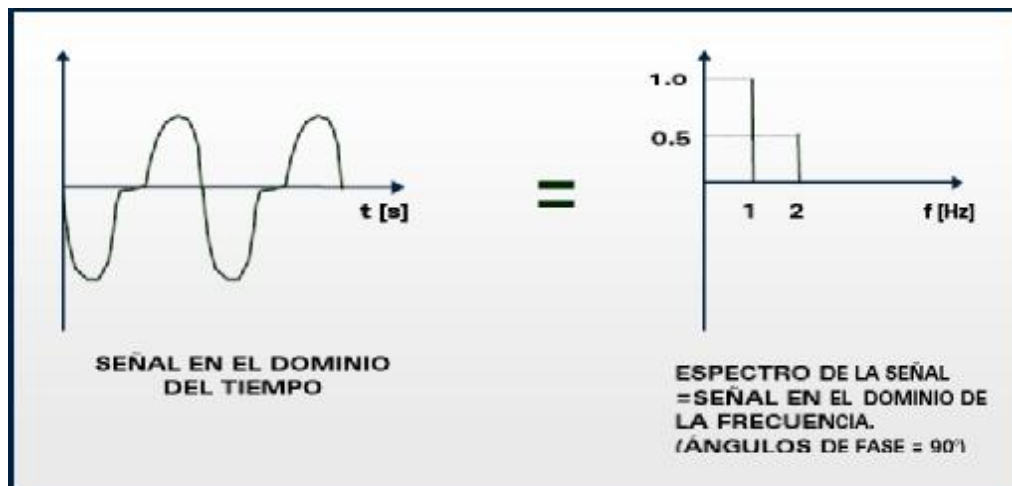
Entonces lo que hace un analizador de espectros que trabaja con la Transformada Rápida de Fourier (FFT, de sus siglas en inglés) es capturar una señal desde una máquina, luego calcula todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último las muestra en forma individual en el eje x de la frecuencia. En la siguiente ilustración de tres dimensiones puede notarse claramente la señal compleja (en color verde), capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (vistas en azul) y por último se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (vistas en rojo). En la siguiente figura se muestra una señal en el dominio del tiempo y su correspondiente en el dominio de la frecuencia.

Ilustración 17. Representación de la transformada rápida de Fourier



A-MAQ@,2007

Ilustración 18. Diferencia entre dominio en el tiempo y dominio en la frecuencia



A-MAQ@,2007

3.2.6 Desplazamiento, velocidad y aceleración de la vibración

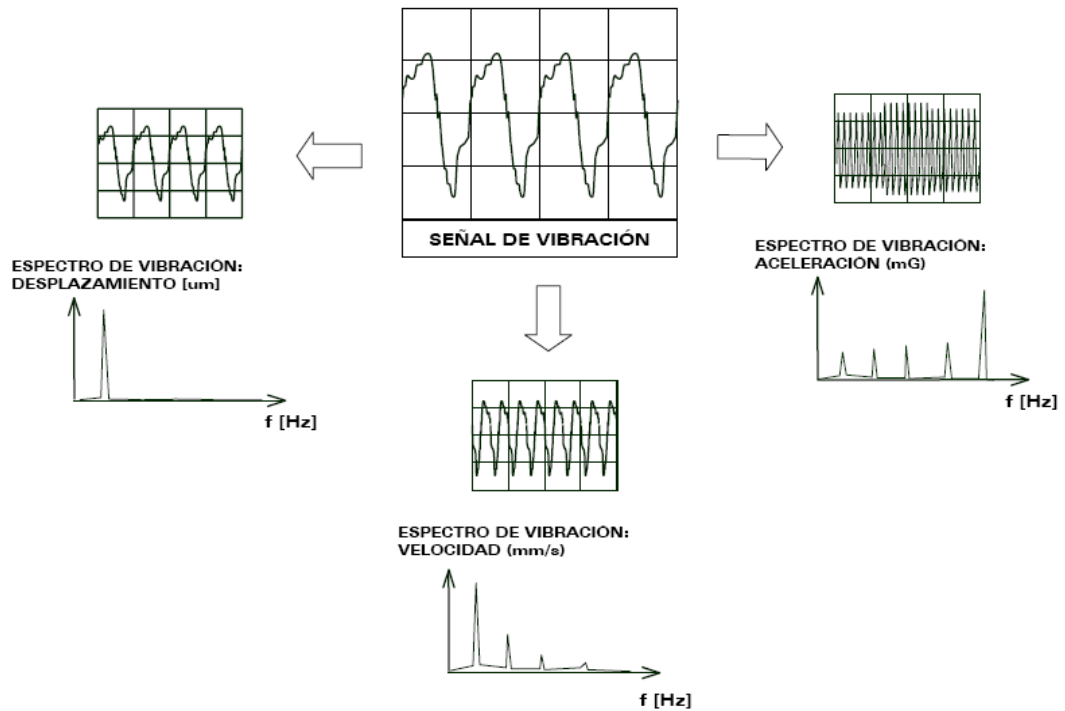
Existen diferentes variables para medir la amplitud de vibración de un espectro. Para vibraciones mecánicas lo más común es medirlas en unidades de desplazamiento, velocidad y aceleración. Cada una presenta ventajas respecto de las otras, por tanto es recomendable para el analista revisarlas todas. A continuación se describen sus ventajas.

La medida en desplazamiento (m.m ó μm) es importante para reconocer patrones que están a muy baja frecuencia. Los picos de vibración que están al comienzo del espectro son mejor resaltados. Esta es una medida especial para hallar anomalías en chumaceras de aceite, muy utilizadas en turbomaquinaria.

La medida en velocidad (mm/s, in/s) permite reconocer la mayoría de los patrones de fallas primarias y de otros componentes cuando están en un estado evidente, como por ejemplo desbalanceo, desalineación, holgura mecánica, fricciones abrasivas, resonancias, pulsaciones, engranajes de pocos dientes, sistema de poleas, aspas de bombas y ventiladores. Esta variable de velocidad es importante para resaltar picos de bajas y medias frecuencias.

La medida en aceleración (mGvs o Gvs en ambos sistemas de medición) permite reconocer patrones asociados a contactos metal-metal y fricciones abrasivas, problemas en engranajes, cavitación, entre otros. Esta variable resalta picos de vibración de medias y altas frecuencias, y es muy utilizada para la detección prematura de fallas en chumaceras y rodamientos, y otros componentes como engranajes.

Ilustración 19. Señal vista en las tres variables

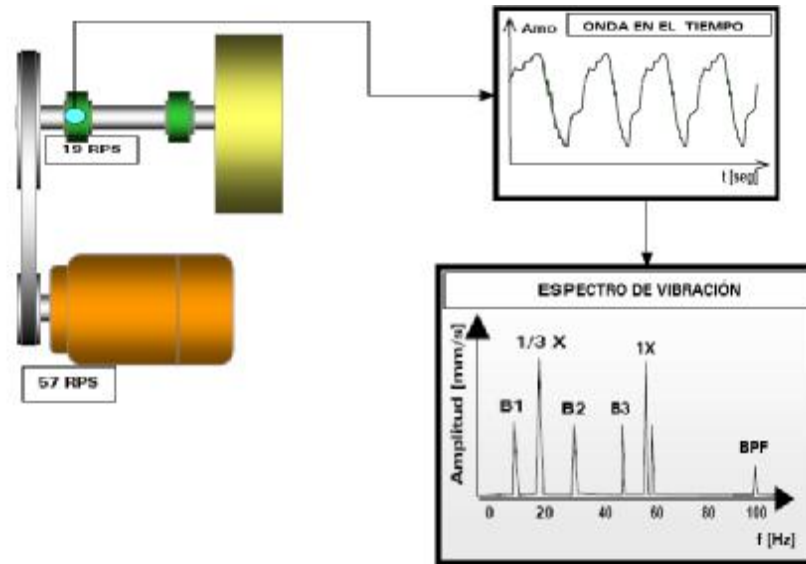


A-MAQ@,2007

3.3 ANÁLISIS ESPECTRAL

Cuando se miden las vibraciones en una máquina, se genera una información muy valiosa que es necesario analizar. El éxito de este análisis depende de la correcta interpretación que se le de a los espectros capturados con respecto a las condiciones de operación en que se encuentra la máquina. A continuación se muestra un esquema de cómo sería la captura de la información desde una máquina para luego ser analizada.

Ilustración 20. Adquisición de datos y espectros de vibración



A-MAQ@,2007

El proceso para realizar un análisis de vibraciones consta básicamente de tres pasos fundamentales:

- Capturar, mediante los equipos necesarios, la información de la onda en el dominio del tiempo.
- Luego, con base en la onda en el dominio del tiempo, obtener el espectro de vibración en el dominio de la frecuencia a través de la transformada rápida de Fourier (FFT).
- Analizar los resultados arrojados por el espectro de vibración, y desarrollar las conclusiones y recomendaciones pertinentes.

3.4 ESPECTROS CARACTERÍSTICOS

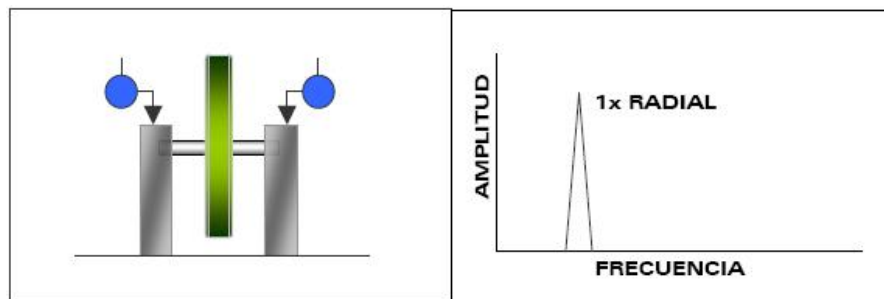
A través de los años y la experiencia se ha logrado identificar algunos patrones característicos en el espectro de vibraciones, que permiten identificar el tipo de problema que presenta la máquina. A continuación se describen algunos de los comportamientos espectrales característicos de la mayoría de patologías que puede presentar una máquina (A-MAQ@2007).

3.4.1 Desbalanceo estático

Producido generalmente por desgaste radial superficial no uniforme en rotores en los cuales su largo es despreciable en comparación con su diámetro.

El espectro presenta vibración dominante con una frecuencia igual a 1 X RPS¹ del rotor. Se recomienda para corregir la falla balancear el rotor en un sólo plano (en el centro de gravedad del rotor) con la masa adecuada y en la posición angular calculada con un equipo de balanceo. Debe consultar a un experto en balanceo de máquinas.

Ilustración 21. Desbalanceo estático



A.MAQ@, 2007

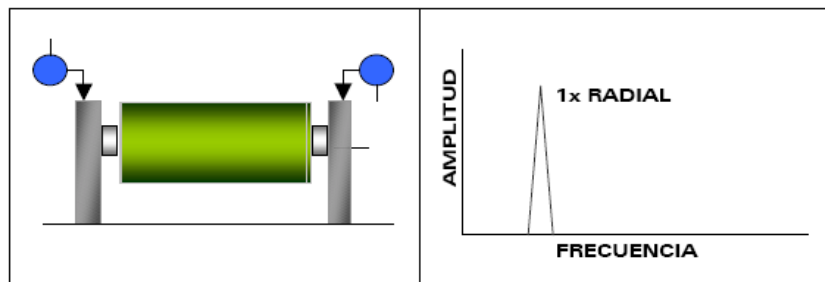
¹ RPS: Revoluciones por segundo o hertz (Hz)

3.4.2 Desbalanceo dinámico

El desbalanceo dinámico ocurre en rotores medianos y largos. Es debido principalmente a desgastes radiales y axiales simultáneos en la superficie del rotor.

El espectro presenta vibración dominante y vaivén simultáneo a frecuencia igual a 1 X RPS del rotor. Se recomienda para corregir la falla balancear el rotor en dos planos con las masas adecuadas y en las posiciones angulares calculadas con un equipo de balanceo dinámico. Consulte a un experto en balanceo de rotores.

Ilustración 22. Desbalanceo dinámico



A-MAQ@, 2007

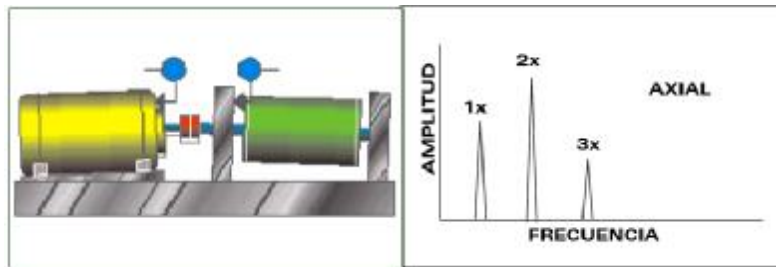
3.4.3 Desalineación angular

Ocurre cuando el eje del motor y el eje conducido unidos en el acople, no son paralelos.

Caracterizado por altas vibraciones axiales. 1X RPS y 2X RPS son las más comunes, con desfase de 180 grados a través del acople. También se presenta 3X RPS. Estos síntomas también indican problemas en el acople.

Para corregirlo, el conjunto motor-rotor deben alinearse. Debe emplearse un equipo de alineación adecuado.

Ilustración 23. Desalineación angular



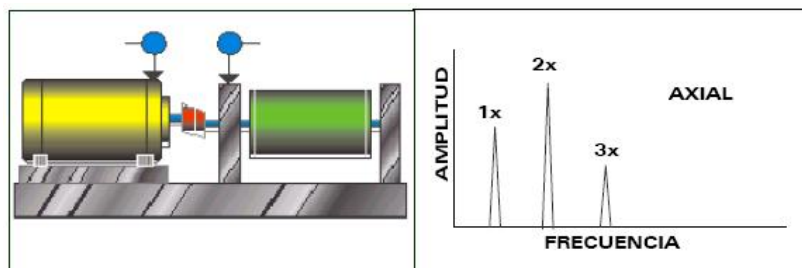
A-MAQ,@2007

3.4.4 Desalineación paralela

Los ejes del motor y del rotor conducido están paralelos, pero no son colineales.

Se pueden detectar altas vibraciones radiales a 2X RPS, predominante, y a 1X RPS, con desfase de 180 grados a través del acople. Cuando aumenta la severidad, genera picos en armónicos superiores (4X, 8X) se debe alinear el conjunto para corregir el daño. Debe emplearse un equipo de alineación adecuado.

Ilustración 24. Desalineación paralela



A-MAQ@,2007

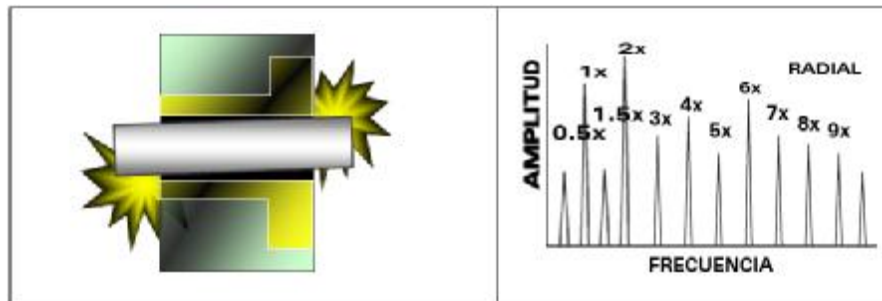
3.4.5 Holgura mecánica

Aflojamiento de manguitos, tolerancias de manufactura inadecuadas, y holgura entre el impulsor y su eje en bombas. Causa un truncamiento en la forma de onda en el dominio del tiempo.

La falla genera múltiples armónicos y subarmónicos de 1x rps, destacándose los armónicos fraccionarios 1/2 x, 1/3 x, 1.5 x, 2.5 x, etc. Frecuentemente la fase es inestable y el nivel máximo tiende a una dirección notable realizando lecturas radiales espaciadas 30 grados entre si.

Se recomienda verificar la colocación de los manguitos y los juegos eje-agujero cercanos al punto de medición. Igualmente, los ajustes de rotor-eje

Ilustración 25. Holgura eje-agujero



A-MAQ@,2007

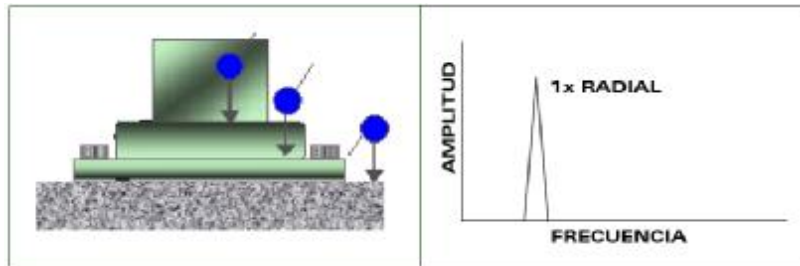
3.4.6 Soltura estructural

Ablandamiento o desplazamiento del pié de la máquina, por holgura en los pernos de la base o por deterioro de los componentes de la sujeción.

El espectro presenta vibración a 1X RPS en la base de la máquina con desfase a 180 grados entre los elementos sujetos en el anclaje. Altamente direccional en la dirección de la sujeción.

Se recomienda primero revisar el estado de fatiga del pié de máquina (rajaduras, corrosión). Luego debe verificarse el estado de los sujetadores y por último el estado de la cimentación.

Ilustración 26. Soltura estructural



A-MAQ@,2007

3.4.7 Excentricidad

Ocurre cuando el centro de rotación no coincide con el centro geométrico en una polea o engranaje. Fácilmente confundible con desbalanceo.

La mayor vibración ocurre a 1 X RPS del elemento con excentricidad, en dirección de la línea que cruza por los centros de los dos rotores.

Para corregir la falla, el rotor debe ser reensamblado o reemplazado. Tratar de balancear el rotor excéntrico resulta en una disminución del nivel de vibración, en una dirección, y un aumento considerable en la otra.

Ilustración 27. Excentricidad

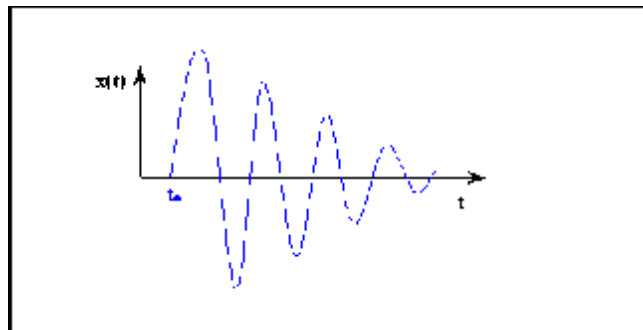


A-MAQ@,2007

3.5 AMORTIGUAMIENTO

En un sistema real, la amplitud de la oscilación libre disminuye con el tiempo hasta alcanzar el reposo; se dice entonces que el sistema es amortiguado, ya que hay disipación de energía (VELEZ DE LOS RIOS, 1989). Se puede decir entonces que el amortiguamiento es un sinónimo de la pérdida de energía en los sistemas vibratorios. El amortiguamiento puede aparecer como parte del comportamiento interno de un material, de rozamiento, o bien, gracias a la existencia de un elemento físico en el sistema diseñado para tal fin, llamado amortiguador.

Ilustración 28. Vibración amortiguada



DEMECÁNICA@,2007

En múltiples ocasiones se necesita aumentar el amortiguamiento de un sistema para lograr un mejor control sobre las vibraciones, esto se logra diseñando disipadores de energía o amortiguadores acoplables directamente al sistema como elementos mecánicos.

Es importante anotar que el amortiguamiento del sistema, altera la frecuencia natural del mismo. Sin embargo, para valores de amortiguamiento bajos o intermedios, la diferencia .entre la frecuencia natural amortiguada y la frecuencia teórica, es pequeña; considerándose iguales en la mayoría de los casos prácticos.

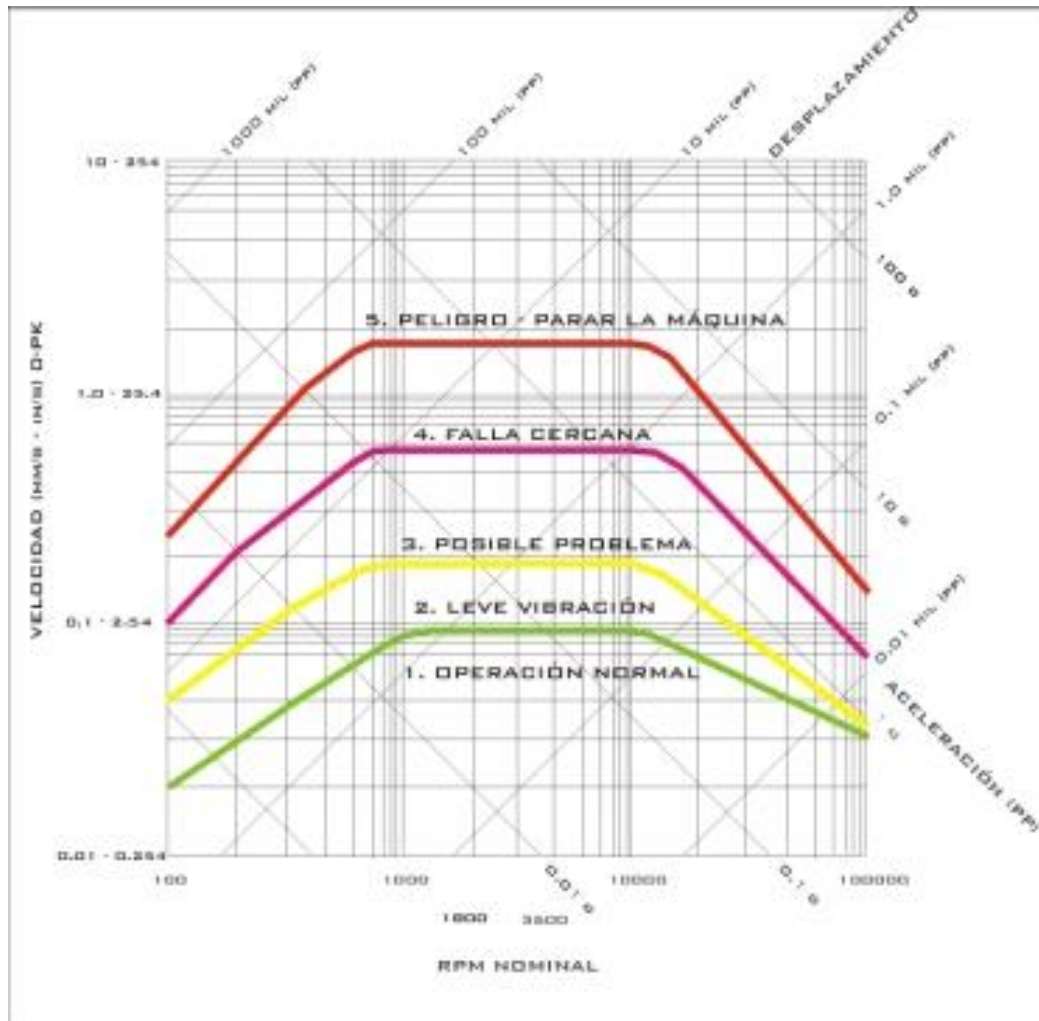
3.6 NORMAS INTERNACIONALES

Antes de entrar a realizar un diagnóstico, es necesario observar los niveles de vibración que presenta cada uno de los puntos de la máquina. Muchas veces los espectros de vibración pueden presentar picos especiales, pero esto no significa que haya una característica de falla, ya que la máquina puede estar operando a condiciones normales dentro de los niveles establecidos por la norma. El problema se presenta cuando estos picos comienzan a aumentar su nivel y de esta manera incrementan el *overall* del punto.

Hay algunas normas internacionales que proponen unos estándares generales para varios tipos de máquinas y niveles de alarma. Estos niveles pueden aplicarse a una gran cantidad de máquinas, pero hay excepciones que exigen estudiar otras herramientas para poder llegar a una conclusión del estado de máquina.

Existe una gráfica logarítmica que encarna valores de aceleración, velocidad y desplazamiento frente a una frecuencia específica. Dicha gráfica contiene unos

niveles generalizados de alarma. Para aplicarlos a diferentes máquinas, se hace necesario revisar varias características presentadas en ellas, como son su tamaño y su cimentación y de acuerdo a ello, se escoge un factor de servicio, en la tabla mostrada mas adelante, se presentan unos valores tentativos de los factores de servicio de estas máquinas. Hay varias normas internacionales que determinan cuál es el nivel aceptable de vibraciones en las máquinas, dependiendo de su tamaño.



A-MAQ@,2007

Un ejemplo de norma de rangos de severidad de vibración es la ISO 2372 la cual ejemplifica límites de y los factores de servicio para cuatro tipos de máquina. Estos límites pueden ser prácticos para muchas máquinas básicas de proceso, pero es importante considerar la individualidad inherente a cada equipo, lo que hace necesario la utilización de otras herramientas tales como el seguimiento de niveles de tendencia y el respectivo historial de mantenimiento.

El valor de severidad de la vibración asociada a un rango de clasificación en particular, depende del tamaño y masa del cuerpo vibrante, las características del montaje del sistema, la salida y el uso que se le da a la máquina. De esta forma es necesario tomar cuenta de varios propósitos y circunstancias concernientes a los diferentes rangos.

Ilustración 29. Rango de severidad de vibraciones según la clase de máquina

RANGO DE SEVERIDAD DE VIBRACION		CLASES DE MÁQUINAS			
VELOCIDAD RMS (mm/s)	VELOCIDAD 0-PK (mm/s)	CLASE I	CLASE II	CLASE III	CLASE IV
0.28	0.3960	A	A	A	A
0.45	0.6364				
0.71	1.0041				
1.12	1.5839	B	B	B	B
1.8	2.5456				
2.8	3.9598	C	C	C	C
4.5	6.3640				
7.1	10.0409	D	D	D	D
11.2	15.8392				
18	25.4558				
28	39.5980				
45	63.6396				
71	100.4092				
FSM para las máquinas		1.57020	1	0.62608	0.39625
FSN para los niveles (1/FSM)		0.63686	1	1.59725	2.52364

A-MAQ@,2007

CLASE I: Partes individuales que se conectan a una máquina en operación normal. (Los motores eléctricos que no pasan de 15 kW son ejemplos típicos de esta categoría).

CLASE II: Máquinas de tamaño medio (generalmente motores de 15 a 75 kW de salida), sin cimientos especiales, o máquinas rígidas (por encima de 300 kW) montadas sobre cimientos especiales.

CLASE III: Grandes motores y otras máquinas con grandes masas rotantes montadas sobre cimientos rígidos y pesados, los cuales son relativamente duros en la dirección de medida de vibración.

CLASE IV: Grandes motores y otras máquinas con grandes masas rotantes montadas en cimientos relativamente flexibles en la dirección de la medida de vibración (por ejemplo, un turbogenerador, especialmente aquellos con subestructuras ligeras).

4 CARACTERIZACIÓN TORNO PRAZI SD-400

A continuación se entrará a caracterizar el torno analizado en este proyecto, con el fin de ambientar al lector y lograr definir de una manera clara las especificaciones técnicas del torno. En primer lugar se mencionarán las especificaciones técnicas de la máquina y se hará una descripción general de sus componentes principales, para luego centrar la atención en el sistema de transmisión de movimiento del torno. Esto permitirá al lector tener una idea clara de qué tipo de máquina se estudió en este proyecto, así como cuáles son sus características y principales componentes cinemáticos.

4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL TORNO

El torno analizado en este proyecto es el PRAZI SD-400, de fabricación alemana. Este es un pequeño torno que se puede utilizar para el mecanizado de piezas de metales blandos y polímeros, principalmente.

El diseño robusto y moderno del torno PRAZI SD-400 ofrece buenas capacidades de volteo con tolerancias con buena precisión. El cabezal (exento de vibraciones severas) está equipado con un husillo principal de precisión que gira sobre rodamientos cónicos ajustables. El diseño del cabezal proporciona operaciones suaves y silenciosas, con máxima transmisión de potencia a través del trabajo continuo del motor, que brinda 9 posibles velocidades diferentes en el husillo (170-250-420-500-600-1050-1250-1800-3360 RPM).

La bancada, con nervios interiores, es extremadamente rígida y está fabricada con hierro colado de alta calidad y tiene un diseño de guías combinados, una en "V" y

la otra plana. El carro y el contrapunto se montan sobre guías individuales, garantizando así precisión y duración por largo tiempo. La característica principal del avance longitudinal automático y la operación de roscado del torno, es que permite roscado en ambos sistemas: métrico e inglés.

El torno es manufacturado y desarrollado en Alemania bajo los más altos estándares requeridos para las empresas metalúrgicas, talleres, maquinistas aficionados, laboratorios, industrias mecánicas, eléctricas y ópticas, entre otros.

Las operaciones que se pueden realizar en el torno incluyen desbastado interno/externo, así como refrentado, roscado, perfilado, afilado, mandrinado, taladrado, entre otras.

A continuación se muestra una imagen del torno PRAZI SD-400 que es objeto de estudio en este proyecto.

Ilustración 30. Torno PRAZI SD-400 de la Universidad EAFIT



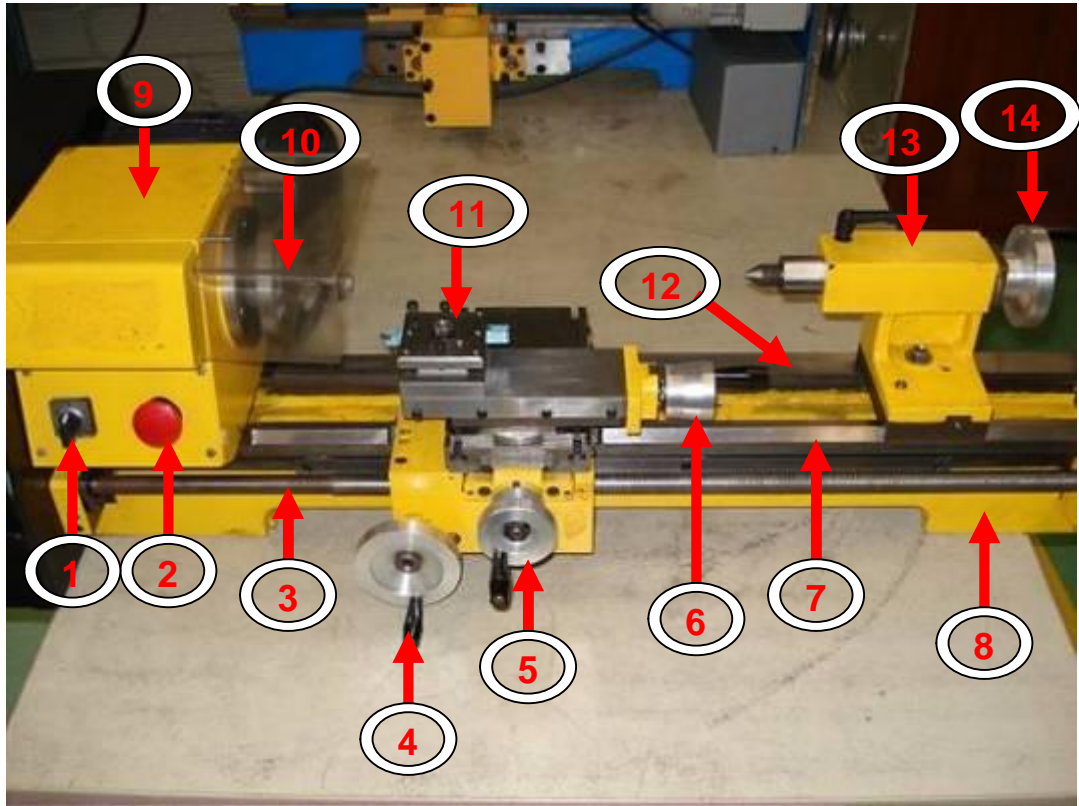
Luego de la breve descripción realizada, a continuación se presenta una tabla con las principales especificaciones técnicas del torno.

Tabla 1. Especificaciones técnicas del torno PRAZI SD-400

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL TORNO PRAZI SD-400			
SUBCONJUNTO	DESCRIPCIÓN	INGLÉS	MÉTRICO
GENERAL	ALTURA DEL CENTRO SOBRE LA BANCADA	3,75"	95 mm
	DISTANCIA ENTRE CENTROS	15,75"	400 mm
	DIÁMETRO MÁXIMO ADMISIBLE SOBRE LA BANCADA	7,50"	190 mm
	DIÁMETRO MÁXIMO ADMISIBLE SOBRE EL CARRO	4,75"	120 mm
	ANCHO DE LA BANCADA	4,75"	120 mm
CARRO	RECORRIDO DEL CARRO TRANSVERSAL	3,94"	100 mm
	RECORRIDO DEL CARRO SUPERIOR	3,15"	80 mm
HUSILLO	DIÁMETRO DEL HUSILLO PRINCIPAL	0,71"	18 mm
	DIÁMETRO INTERIOR DEL HUSILLO	0,79"	20 mm
	NARÍZ DEL HUSILLO	PLATO PORTAMANDRIL (Ø 70mm)	
	AHUSADO DEL HUSILLO	MT3	
	PRECISIÓN DEL HUSILLO	0,0002"	0,005 mm
	RODAMIENTOS	DE BOLAS DE CONTACTO ANGULAR AJUSTABLE	
	MANDRIL	MANDRIL DE TRES MORDAZAS (Ø 100mm)	
CONTRAPUNTO	DIÁMETRO DEL MANGUITO DEL CONTRAPUNTO	1,18"	30 mm
	AHUSADO DEL CONTRAPUNTO	MT2	
	RECORRIDO DEL CONTRAPUNTO	2,16"	55 mm
AVANCE	PASO DE ROCAS - PULGADAS (12)	7-32 ROSCAS/PULG	
	PASO DE ROSCA - MÉTRICA (14)	0,5 - 4,0 mm	
	PASO DE ROSCA - MÓDULO (11)	0,2 - 2,0 mm	
	TASA DE AVANCE LONGITUDINAL (2)	0,08mm/RPM & 0,16mm/RPM	
MOTOR	CAPACIDAD DEL MOTOR	1/2 HP	370 Watts
	CONEXIONES ELÉCTRICAS	110 V / 60 Hz	
GENERAL	LARGOxANCHOxALTO	(39"x17"x12,5")	(939x432x318)mm
	PESO NETO	185 Lbs	84 Kgs

Antes de hacer una descripción general de los principales componentes del torno, es necesario identificar dichos componentes visualmente en la máquina.

Ilustración 31. Componentes básicos del torno PRAZI SD-400.



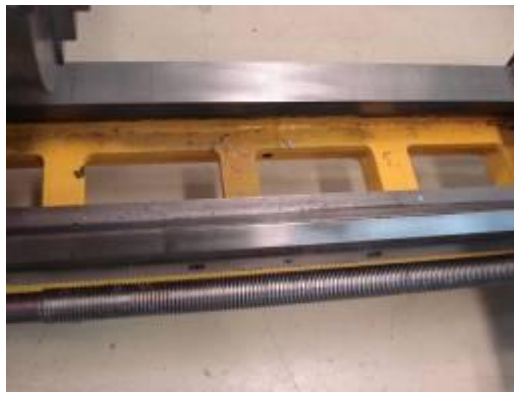
- | | |
|--|---------------------------------------|
| 1. Suiche combinado ON-OFF/Sentido de giro (IZQ-DER) | 8. Bancada |
| 2. Paro de emergencia | 9. Cabezal |
| 3. Tornillo de avance longitudinal | 10. Husillo |
| 4. Volante de avance longitudinal (carro principal) | 11. Porta-herramienta |
| 5. Volante de avance transversal (carro superior) | 12. Guía prismática plana |
| 6. Volante de avance longitudinal (carro superior) | 13. Contrapunto |
| 7. Guía prismática en "V" | 14. Volante de avance del contrapunto |

Una vez identificados los componentes principales del torno, se procede a realizar una descripción general de los más representativos, con el fin de poder identificar las características más relevantes que tiene cada uno de ellos.

4.1.1 Bancada

La bancada es fabricada en hierro colado de alta calidad y posee una combinación de guías prismáticas, una en “V” y otra plana. El diseño ancho y los nervios interiores de la bancada proporcionan gran rigidez a la estructura. Sus principios de construcción junto con la alta calidad de los materiales aseguran un buen amortiguamiento de las vibraciones mecánicas.

Ilustración 32. Nervios interiores y guías de la bancada



El conjunto del carro y el contrapunto se mueven de una manera precisa a lo largo de las guías, sobre la bancada. La base bajo la superficie de la guía en “V” garantiza que el movimiento del carro sea libre de juego, tanto horizontal como vertical.

Ilustración 33. Conjunto del carro sobre las guías de la bancada



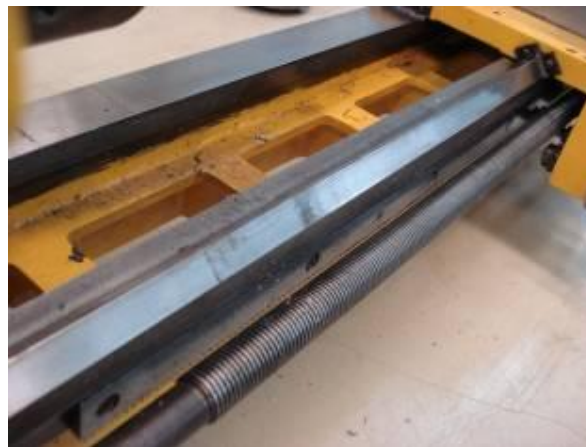
El cabezal está localizado en una superficie separada sobre la bancada, lo que permite un alineamiento preciso del cabezal con el contrapunto.

Ilustración 34. Ubicación del cabezal sobre la bancada



En la parte frontal de la bancada se encuentra localizada una cremallera dentada para lograr un desplazamiento rápido del conjunto del carro mediante una volante o manivela.

Ilustración 35. Cremallera dentada de la bancada y tornillo de avance



4.1.2Cabezal

El husillo principal se encuentra localizado dentro del cabezal, sobre dos (2) rodamientos de bolas de contacto angular ajustables. Se encuentra fijo y prácticamente libre de juego. El diámetro interno del husillo principal es de 20 m.m. En la parte externa del husillo, sobre la brida de montaje ranurada, tiene la posibilidad de montar una gran variedad de mandriles. El diseño de las ranuras en la brida externa del husillo permite un fácil y rápido intercambio de mandriles y otros accesorios de sujeción de piezas.

Ilustración 36. Naríz del husillo torno PRAZI SD-400



El motor se encuentra firmemente sujeto a la parte posterior del cabezal del torno. Además, absolutamente todo el sistema eléctrico de la máquina se encuentra ubicado en el alojamiento del cabezal.

Ilustración 37. Sujeción del motor al cabezal del torno

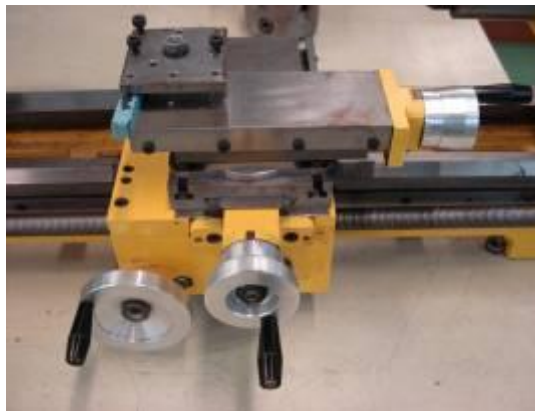


Más adelante se hará una descripción detallada del sistema de transmisión, el cual también se encuentra localizado en el cabezal.

4.1.3 Conjunto del carro

La base del carro principal esta hecha de hierro colado de alta calidad con guías combinadas, una en “V” y otra plana, mediante las cuales se desliza a lo largo de la bancada prácticamente libre de juego. El carro de desplazamiento transversal se fija a la base del carro principal mediante una unión ajustable de alta precisión. El sistema de alimentación o avance lo proporciona una volante con un anillo de graduación ajustable.

Ilustración 38. Conjunto del carro torno PRAZI SD-400



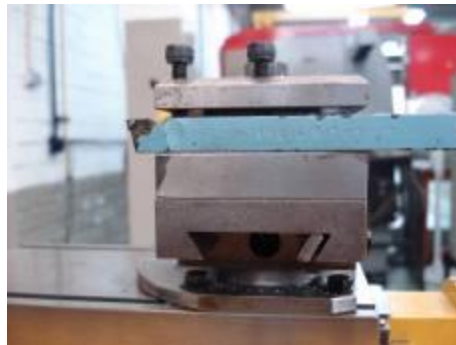
El ensamble del carro rotatorio superior está sujeto al carro de desplazamiento transversal, mediante unas pistas en "T". Aquí también la alimentación se da mediante una volante con escala ajustable.

Ilustración 39. Sistema de sujeción de los carros transversal y superior



Sobre el carro rotatorio superior se encuentra ubicado el porta herramientas, el cual se encuentra sujeto mediante una palanca manual. El porta herramientas consta de un sistema que permite un simple y rápido cambio de herramienta.

Ilustración 40. Sistema de fijación de la herramienta de corte



El tornillo ubicado sobre el borde derecho, permite al carro rotatorio superior ser firmemente sujetado a la parte más baja de la cuña ranurada del carro transversal.

El movimiento rotatorio del tornillo de avance es convertido en movimiento longitudinal del conjunto del carro mediante una contratuerca. Una volante que actúa sobre la cremallera dentada de la bancada, permite un rápido posicionamiento del conjunto del carro.

Ilustración 41. Sistema de movimiento del conjunto del carro



4.1.4 Contrapunto

El contrapunto está hecho en acero colado de alta calidad y se encuentra ubicado en la parte izquierda del torno sobre ambas guías, en "V" y plana. Éste puede ser posicionado y sujetado en el lugar que se desee sobre las guías, mediante un sistema de cuña con tuerca. Además cuenta con dos tornillos ajustables pequeños que permiten compensar el desplazamiento.

Ilustración 42. Contrapunto torno PRAZI SD-400



El manguito del contrapunto posee un cono morse 2 (MT2) que permite fijar varias herramientas, porta brocas, sujetadores de herramientas y centros.

Ilustración 43. Manguito del contrapunto



La escala grabada en la volante asegura el ajuste del desplazamiento del manguito. Además el manguito puede ser fijado en cualquier posición usando la palanca de sujeción ubicada en la parte superior del contrapunto.

Ilustración 44. Volante con escala grabada del contrapunto



4.2 TRANSMISIÓN DE POTENCIA

El torno cuenta con un sistema de transmisión de potencia compuesto principalmente por el motor, tres poleas y dos correas de transmisión. La potencia se transmite desde el motor, mediante la polea de seis canales en “V” del eje fijo hasta el husillo principal. En total se pueden seleccionar nueve (9) diferentes velocidades en el husillo principal. La selección de la velocidad más conveniente depende de diversos factores, como son:

- Material a ser maquinado
- El diámetro de la pieza a trabajar
- La herramienta del torno seleccionada
- El acabado superficial requerido

Es importante tener en cuenta que para llevar a cabo un cambio de velocidad, el motor del torno debe estar apagado.

A continuación se muestra una fotografía de la placa del motor.

Ilustración 45. Placa del motor torno PRAZI SD-400



La velocidad de rotación se determina seleccionando la configuración de las correas en “V” entre la polea del eje del motor, la polea del eje fijo, y la polea del husillo principal.

Ilustración 46. Sistema de transmisión por correas

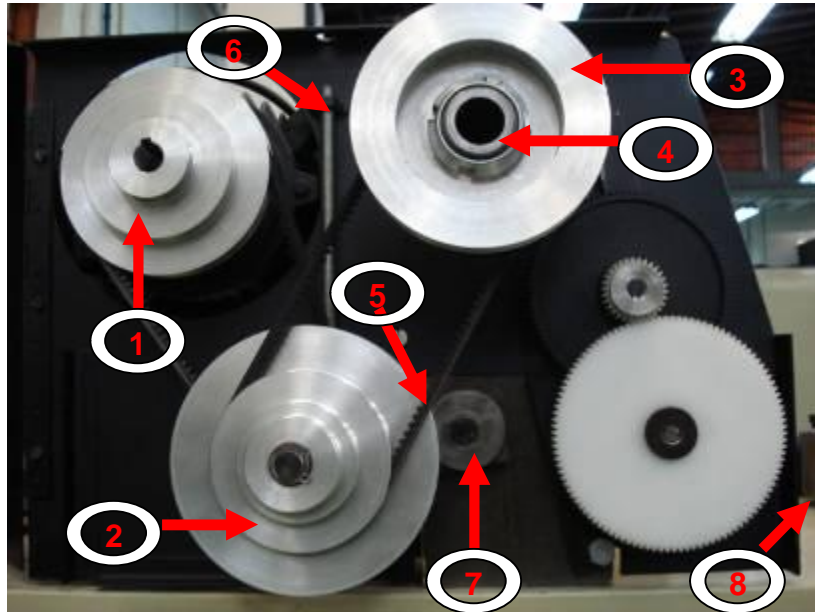


Para realizar el cambio de velocidad se procede como sigue:

1. Verifique que el motor se encuentre apagado
2. Afloje el tornillo de fijación de la cubierta del sistema de transmisión y abra hacia atrás.
3. Afloje el tornillo sujetador ubicado junto a la polea intermedia.
4. Usando un destornillador, destornille el tornillo de ajuste de tensión para las correas en "V", hasta que éstas puedan ser ubicadas en el canal deseado de cada polea.
5. Asegure las correas en "V" mediante el tornillo de ajuste de tensión; tenga precaución de permitir una holgura suficiente.
6. Apriete nuevamente el tornillo sujetador junto a la polea intermedia.

En la imagen a continuación, se indican los diferentes elementos que deben ser manipulados para realizar un cambio de velocidad e giro en el torno PRAZI SD-400.

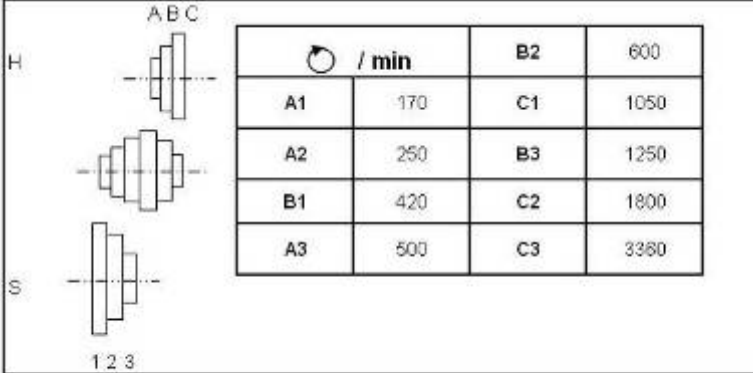
Ilustración 47. Componentes necesarios para realizar un cambio de velocidad




- | | |
|------------------------------------|---|
| 1. Polea del motor | 5. Correa de transmisión en "V" |
| 2. Polea intermedia de transmisión | 6. Tornillo de ajuste de tensión para las correas |
| 3. Polea del husillo | 7. Tornillo sujetador del tren del eje fijo |
| 4. Husillo | 8. Tornillo de fijación de la cubierta |

En la siguiente tabla se muestra de forma esquemática cómo se debe realizar la combinación de las correas en los diversos canales de las poleas, con el fin de obtener las diferentes velocidades en el husillo del torno.

Tabla 2. Velocidades del husillo variando la configuración de las correas.



The diagram shows a belt drive system with three stages labeled A, B, and C. Stage A has three pulleys of different diameters, stage B has two, and stage C has one. The spindle speed is indicated by a circular arrow icon. The table below lists the resulting spindle speeds for each configuration.

	 / min		
		B2	600
A1	170	C1	1050
A2	250	B3	1250
B1	420	C2	1800
A3	500	C3	3380

4.2.1 Avance automático

El conjunto del carro principal puede ser configurado para que éste tenga un avance longitudinal constante de manera automática. El avance automático se da desde el husillo principal, mediante una combinación de engranajes, hasta el tornillo de avance longitudinal. Girando el engranaje de alimentación en el cabezal hacia el lado de afuera, la combinación de engranajes puede ser modificada fácilmente.

El movimiento necesario para el desplazamiento longitudinal automático del conjunto del carro lo proporciona el tornillo de avance longitudinal, al operar la palanca de la tuerca ubicada en la parte inferior del conjunto del carro. El carro se mueve a la izquierda o a la derecha de acuerdo a la dirección de rotación del husillo principal y del tornillo de avance. La tuerca de avance se puede abrir y cerrar en cualquier momento aunque la máquina se encuentre operando.

Ilustración 48. Tuerca de avance automático del conjunto del carro



A continuación se muestra el juego de engranajes que hacen posible la alimentación automática para el avance del conjunto del carro.

Ilustración 49. Engranajes que permiten el avance automático del carro



Para una completa (y correcta) identificación de los engranajes, es indispensable reconocer la nomenclatura para cada uno de ellos y su ubicación. Esto permite reconocer donde está ubicado cada uno de ellos, y es indispensable para comprender las tablas que se muestran a continuación.

Ilustración 50. Diagrama y nomenclatura de engranajes

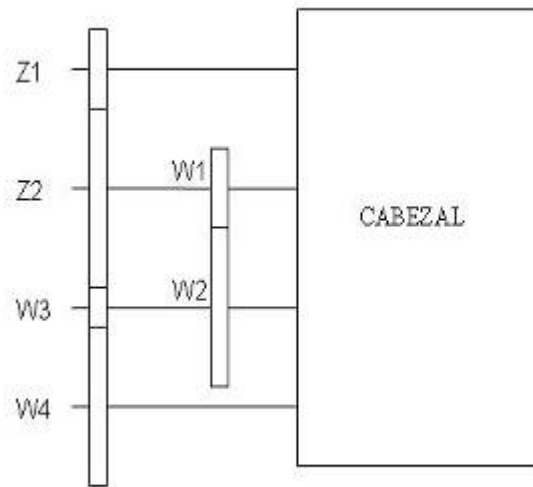



Tabla 3. Configuración para avance métrico del carro

$\text{mm} / \text{⌚}$ 	Z1	Z2	W1	W2	W3	W4
0,08	40	80	30	100	30	110
0,16			50	85	30	110

En las siguientes tablas se presentan los pasos para roscas en ambos sistemas (sistema inglés y sistema métrico) así como las diferentes velocidades de avance longitudinal del conjunto del carro.

Tabla 4. Combinación de engranajes para pasos de rosca métrica

m.m	Z1	Z2	W1	W2	W3	W4	
0,50	40	80	40	80	70	70	
0,60			30	100		90	45
0,70						105	45
0,75						100	40
0,80			80	40	40	100	
1,00			30	100	100	30	
1,25			80	40	50	80	
1,50			75	50	70	70	
1,75			80	40		70	80
2,00						70	70
2,50						75	60
3,00						90	60
3,50						70	40
4,00						90	45

Tabla 5. Combinación de engranajes para pasos de rosca en pulgadas

n/1"	Z1	Z2	W1	W2	W3	W4	
18	40	80	80	40	66	93	
19					60	90	
20					60	95	
22					55	95	
24					45	85	
28					45	100	
30					40	95	
32					40	100	
36			70	40	55	50	90
40					55	40	80
44					65	50	93
48					66	45	90
56					65	40	95
72					66	30	90
80					66	30	100

A este nivel, el lector debe comprender un poco más acerca del torno que es objeto de estudio en este proyecto; ya que se ha hecho una descripción general de cada uno de sus componentes y sus cadenas cinemáticas principales. Se hizo especial énfasis en el sistema de transmisión, ya que éste es el que se encarga de

transferir el movimiento rotativo desde el motor hasta el husillo del torno, convirtiéndose en el principal generador de vibraciones de la máquina.

Una vez tenido claro cómo está conformado el torno y sus cadenas cinemáticas, se entrará a describir cómo se realizaron las pruebas experimentales de vibración, para luego entrar a analizar los resultados.

5 PRUEBAS EXPERIMENTALES DE VIBRACIÓN

A continuación se hace una descripción general acerca de cómo se realizaron las pruebas experimentales de vibración en el torno PRAZI SD-400. Con base en los resultados arrojados por la medición de vibraciones en la máquina, se determinan los diferentes espectros de aceleración que presenta el torno al variar sus parámetros de operación; para luego, con base en los espectros, identificar las frecuencias más significativas del sistema, sus amplitudes (aceleraciones) y su amortiguamiento. Luego, con base en los resultados obtenidos se sacan algunas conclusiones.

5.1 DEFINICIÓN DE LAS PRUEBAS

El primer paso necesario para poder realizar el análisis de vibraciones de una manera exitosa, fue consultar en diversas fuentes la información requerida y adquirir el conocimiento básico acerca de la teoría de vibraciones en máquinas rotativas, así como las variables importantes a tener en cuenta para realizar dichas pruebas, obtener los resultados e interpretarlos de una manera apropiada. De este proceso se obtuvo como resultado unas nociones fundamentales acerca de en qué consiste un estudio de vibraciones y qué resultados podemos obtener de él; así como un marco teórico apropiado para introducir a quién no tiene nociones en este campo tan amplio, cuyo auge en la industria moderna sigue cada día en ascenso.

En general, todas las pruebas experimentales de vibraciones que se realizaron en el torno se llevaron a cabo bajo las mismas condiciones; es decir, los sensores fueron ubicados exactamente en los mismos puntos de la máquina para cada una de las mediciones realizadas. De igual manera, los sensores ubicados en los

diferentes puntos del torno nunca fueron retirados de su sitio hasta finalizar completamente las pruebas; todo esto con el fin de evitar desviaciones y errores significativos en los resultados obtenidos. Además el nivel de vibración agregado por fuentes extrañas como las máquinas cercanas, también fue el mismo cada vez que se tomaron datos. No se recopilaron datos con las máquinas cercanas apagadas, ya que las primeras mediciones fueron realizadas mientras éstas estaban funcionando y se debía garantizar homogeneidad en las diferentes pruebas.

El paso siguiente consistió en determinar cómo se realizarían las mediciones; es decir, bajo qué parámetros y qué tipo de sensores se utilizarían. También era necesario determinar qué variables se debían tener en cuenta para las mediciones, así como determinar en qué puntos del torno se ubicarían los sensores. A continuación se hace una descripción de cómo se definió el procedimiento para realizar las mediciones en la máquina.

5.1.1 Instrumentos de medición

Como se mencionó en las generalidades acerca de vibraciones expuestas anteriormente, las vibraciones mecánicas se pueden medir en: desplazamiento, velocidad y aceleración; dependiendo de las frecuencias que se deseen medir. Para frecuencias muy bajas (menores de 600 RPM o CPM²) y/o amplitudes muy grandes se recomienda utilizar sensores de desplazamiento. Para medir frecuencias medianas (entre 600 3000 RPM o CPM) se recomienda utilizar sensores de velocidad, llamados velocímetros. Mientras que para medir altas frecuencias (Mayores de 3000 RPM o CPM) se recomienda utilizar sensores de aceleración, llamados acelerómetros.

² CPM: Ciclos por minuto

Debido a que en la mayoría de las pruebas el husillo del torno debía girar a 3360 RPM; para la adquisición de datos en las mediciones de vibración se utilizaron sensores de aceleración (acelerómetros).

A continuación se muestran fotografías de los diferentes sensores que se pueden utilizar para medir vibraciones, de acuerdo a la necesidad específica (desplazamiento, velocidad o aceleración).

Ilustración 51. Sensor de desplazamiento



Ilustración 52. Sensor de velocidad



Ilustración 53. Sensor de aceleración



Habiendo definido que se utilizarían acelerómetros para la adquisición de datos, el paso siguiente consistió en determinar cómo se realizaría la medición de vibraciones en el torno PRAZI SD-400, con el fin de establecer cuales eran las condiciones básicas de operación de la máquina y establecer un punto de partida. A pesar de que existen algunas normas y estándares internacionales que permiten establecer los niveles aceptables de vibración para cierto tipo de máquinas, no fue posible encontrar una norma o estándar que estableciera los niveles aceptables de aceleración en tornos semi-industriales tan pequeños como el que es objeto de estudio en este proyecto.

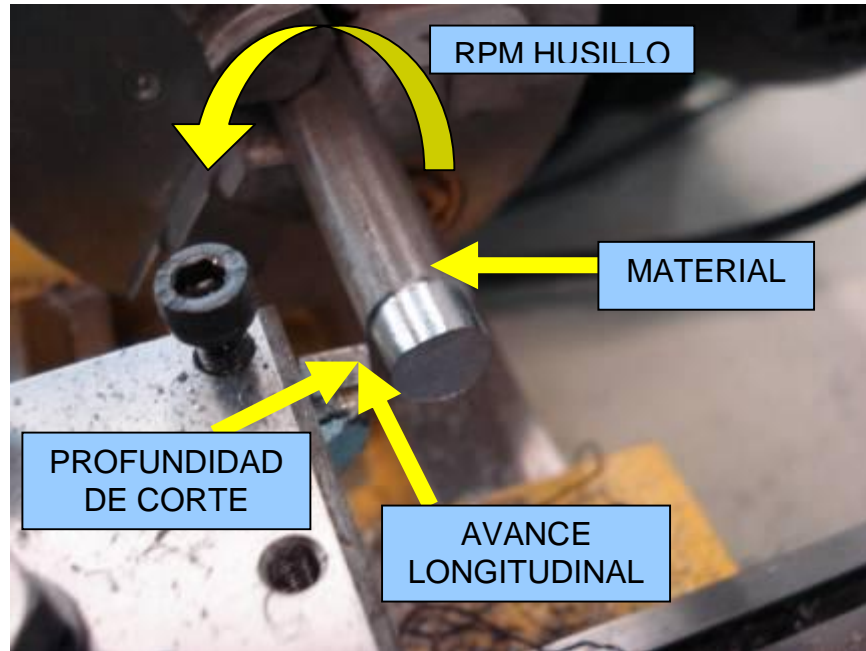
5.1.2 Parámetros de corte

Para comenzar de una manera exitosa con las mediciones de vibraciones fue indispensable determinar cómo se realizarían las diferentes pruebas en el torno. Para ello fue necesario definir, en primer lugar, qué parámetros se debían evaluar durante las pruebas para obtener una caracterización del comportamiento estructural del torno durante su operación normal. Estos parámetros son:

- Profundidad de corte del buril (radial)
- Avance longitudinal del buril (axial)
- RPM del husillo
- Material trabajado

Estas cuatro variables son, en últimas, las más influyentes a la hora de determinar el comportamiento operacional del torno. Luego se procedió a desarrollar un estándar al cual se debía ceñir el experimento, con el fin de definir de una manera clara y metódica, cómo se realizaría cada una de las mediciones de vibración.

Ilustración 54. Variables tenidas en cuenta para las pruebas experimentales



5.1.3 Estandarización de las pruebas

A continuación se muestra la matriz en donde se define cómo se debía realizar cada medición de vibraciones; es decir, para cada prueba se define cuales parámetros de operación permanecen constantes y cuáles varían.

Tabla 6. Matriz de especificaciones para pruebas de vibraciones

CONSTANTE VARIABLE		PROFUNDIDAD DE CORTE	AVANCE LONGITUDINAL	RPM HUSILLO	MATERIAL TRABAJADO		
		2mm	4,5mm/s	3360 RPM	Nylon	Aluminio	Acero
PROFUNDIDAD DE CORTE	1mm		√	√	N-P-1	AL-P-1	AC-P-1
	2mm		√	√	N-P-2	AL-P-2	AC-P-2
	3mm		√	√	N-P-3	AL-P-3	AC-P-3
AVANCE LONGITUDINAL	2,2mm/s	√		√	N-A-1	AL-A-1	AC-A-1
	3mm/s	√		√	N-A-2	AL-A-2	AC-A-2
	4,5mm/s	√		√	N-A-3	AL-A-3	AC-A-3
RPM HUSILLO	1250 RPM	√	√		N-R-1	AL-R-1	AC-R-1
	1800 RPM	√	√		N-R-2	AL-R-2	AC-R-2
	3360 RPM	√	√		N-R-3	AL-R-3	AC-R-3

Por ejemplo, la prueba N-P-1 consiste en maquinar una probeta de nylon, con una velocidad en el husillo de 3000 RPM, un avance longitudinal de 4,5 m.m/s y una profundidad de corte de 1m.m. De igual manera se describe el resto de las pruebas mostradas en la tabla anterior.

Como se puede observar en la tabla anterior la toma de datos comprende veintisiete (27) pruebas en total, nueve (9) para cada material; en las cuales se miden las aceleraciones que presenta el torno al variar las condiciones de operación, en diferentes puntos de la estructura.

5.1.4 Sitios de ubicación de los sensores

Luego de conocer las condiciones en que opera el torno, así como su estructura y subconjuntos, se decide que los puntos más significativos para la ubicación de los acelerómetros son: el cabezal, la bancada y el porta herramientas.

A continuación se explica de una manera breve y concisa porqué se escogió cada uno de los componentes mencionados para la medición de aceleraciones en el torno.

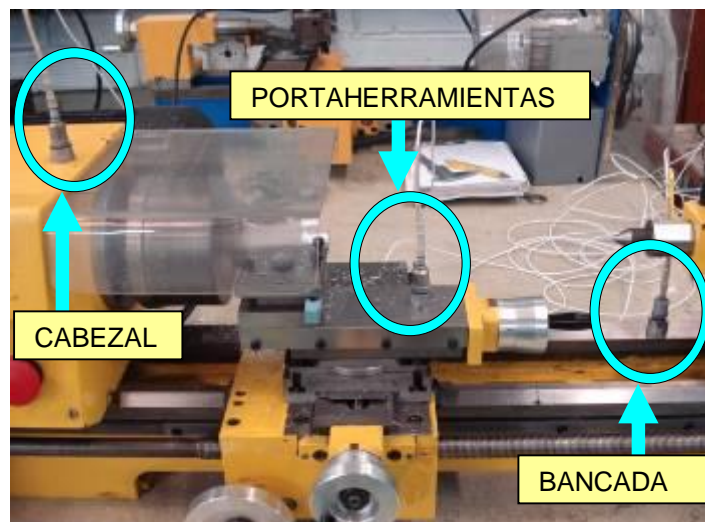
- El cabezal: se seleccionó el cabezal porque es allí donde finalmente confluye el movimiento rotatorio transmitido desde el motor; y es además el

componente más cercano al husillo, donde se pueden ubicar los acelerómetros (los acelerómetros no se deben ubicar sobre elementos rotatorios, sino en elementos fijos).

- La bancada: se escogió la bancada porque ésta es básicamente la columna vertebral del torno, y es la que finalmente se encarga de recibir la mayor parte de las fuerzas generadas durante la operación del torno y transmitir las al suelo firme o a la base donde se apoya la máquina.
- El porta herramientas: se decidió hacer las mediciones en este componente, ya que es finalmente el que está más cercano al buril o herramienta de corte; lo que permite determinar qué tanto afectan las vibraciones que en él se presentan debido al proceso de maquinado, sobre la pieza que se está trabajando.

A continuación, se muestran los diferentes puntos de la máquina donde se decidió colocar los acelerómetros y realizar la toma de datos para desarrollar las pruebas.

Ilustración 55. Sitios de ubicación de sensores en el torno



Una vez identificadas las variables a tener en cuenta para las pruebas, así como los puntos específicos del torno donde se realizará la toma de datos; es necesario tener claro qué resultados se van a obtener al finalizar las pruebas.

5.2 ADQUISICIÓN DE DATOS

Se tomaron veintisiete (27) mediciones con carga y tres (3) mediciones con la máquina en vacío (sin carga). Además se realizó una (1) prueba de impacto a la estructura, con el fin de identificar su frecuencia natural. Cada una de estas mediciones está compuesta por tres (3) señales de vibración: porta herramientas, bancada y cabezal. Esto nos arroja como resultado 93 señales; cada una de los cuales debe ser estudiada e interpretada para poder sacar conclusiones.

5.2.1 Software utilizado

Vale la pena mencionar que la medición de vibraciones en este proyecto fue posible gracias al apoyo y colaboración del laboratorio de Mecánica Experimental de la Universidad EAFIT, ya que puso a disposición todos los equipos, software y personal necesario para llevar a cabo dichas pruebas de una manera exitosa.

El software utilizado en este proyecto fue desarrollado por personal docente de la Universidad EAFIT, y es de carácter institucional, por lo que no se comercializa en el mercado.

Es importante mencionar algunos aspectos técnicos del software utilizado, acerca de cómo se realizó la toma de datos para las pruebas de vibraciones.

Tabla 7. Configuración del software utilizado durante las pruebas

DESCRIPCIÓN	VALOR
Muestras por segundo	1024
Número de muestras	10240
Frecuencia de muestreo	10.000 Hz
Ventaneo	Hanning
Filtro	10Hz-200Hz

Esta configuración fue la misma para cada una de las pruebas realizadas.

5.2.2 Pruebas iniciales

Una vez se tuvo definido todo lo anterior se procedió a realizar las diferentes pruebas de operación, así como las mediciones de aceleración en el torno PRAZI SD-400, con el fin de obtener la información necesaria para establecer las condiciones dinámicas del torno al variar los parámetros de operación durante el maquinado. La toma de datos se realizó mientras se maquinaban (operación de cilindrado) las diferentes probetas según los parámetros definidos en la matriz para cada una de las pruebas³. Durante todas las pruebas de operación se utilizó el mismo buril, con el fin de garantizar la igualdad de condiciones en el experimento.

Además el diámetro de todas las probetas utilizadas fue el mismo (19,05 m.m), así como la longitud (100 m.m). Esto garantiza homogeneidad en las condiciones de las diferentes pruebas.

Tabla 8. Materiales de las probetas maquinadas

MATERIALES TRABAJADOS
ACERO ASISI-SAE 1020
ALUMINIO 4032-T6
NYLON 66 EXTRUÍDO (PA 66)

³ Ver tabla 6, Pág. 72

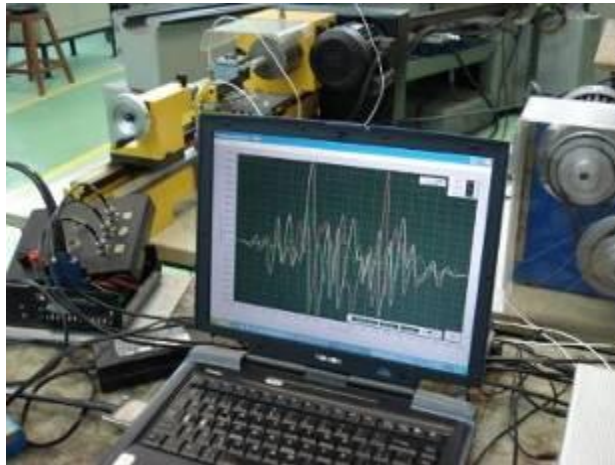
Las pruebas de operación se codificaron con el fin de obtener una mayor claridad. Para ello se utilizó el siguiente modelo:

Tabla 9. Abreviaturas usadas para las pruebas

MATERIAL	NYLON (N)	ALUMINIO (AL)	ACERO (AC)
PARÁMETRO VARIABLE			
PROFUNDIDAD (P)	N-P	AL-P	AC-P
AVANCE (A)	N-A	AL-A	AC-A
RPM (R)	N-R	AL-R	AC-R

Teniendo claro lo anterior, se procedió a realizar cada una de las pruebas de vibraciones en el torno, con el fin de obtener la información capturada por los acelerómetros (transductores) en los diferentes puntos de la estructura para su posterior estudio.

Ilustración 56. Medición de vibraciones en torno PRAZI SD-400

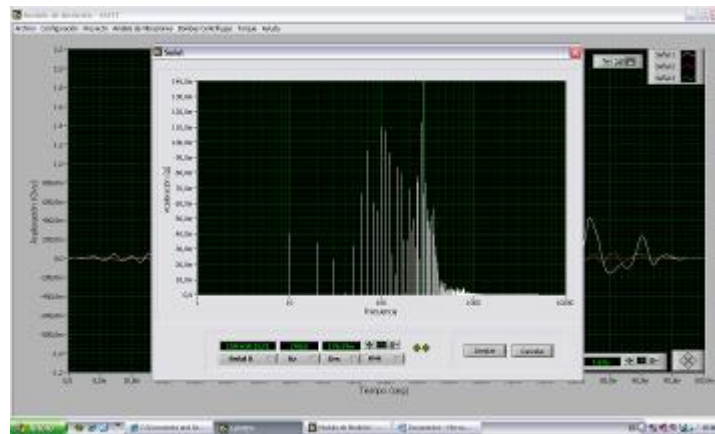


A continuación se muestran dos imágenes captadas desde la pantalla del equipo que se utilizó para realizar las mediciones. Estas imágenes muestran tanto la onda en el dominio del tiempo, como el espectro de vibración obtenido mediante la transformada rápida de Fourier (FFT).

Ilustración 57. Onda en el dominio del tiempo obtenida desde software usado



Ilustración 58. Imagen de la FFT desde el software utilizado



Al fondo de la anterior imagen se puede observar la onda en el dominio del tiempo, y en la ventana del frente se puede ver el espectro de vibración, luego de haber filtrado la señal y haber procesado la transformada rápida de Fourier. Toda esta información es conseguida directamente desde el software utilizado.

5.2.3 Almacenamiento de datos

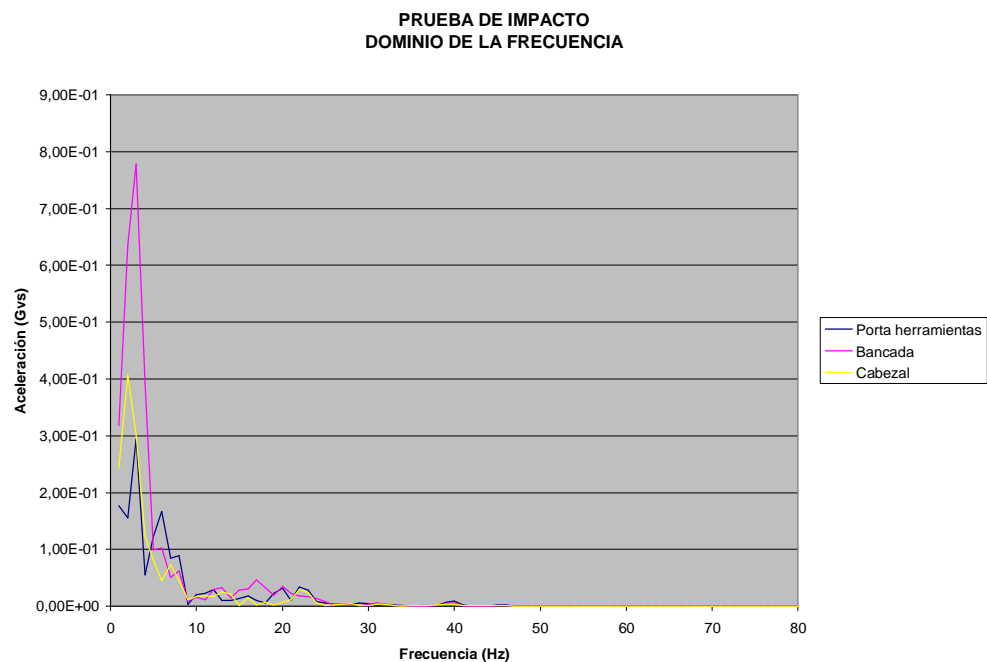
Los resultados que arrojó el software fueron almacenados en hojas de cálculo, para posteriormente ser estudiados más a fondo.

Una vez almacenados los datos que arrojó el software durante las mediciones, se procedió con la clasificación e interpretación de dichos datos; para poder determinar en qué condiciones dinámicas se encoraba operando el torno y qué tan severas son las vibraciones presentadas en cada componente analizado del torno.

Para ello fue necesario graficar cada uno de los espectros obtenidos en las diferentes pruebas de operación, con el fin de visualizar de una manera más clara los picos representativos de cada espectro y la frecuencia a la cual ocurrían dichos picos.

En primera instancia se realizó la prueba de impacto en el torno. Esta se efectuó golpeando la estructura con un martillo en la bancada, con el fin de determinar la frecuencia natural de vibración del sistema. El espectro obtenido en dicha prueba se muestra a continuación.

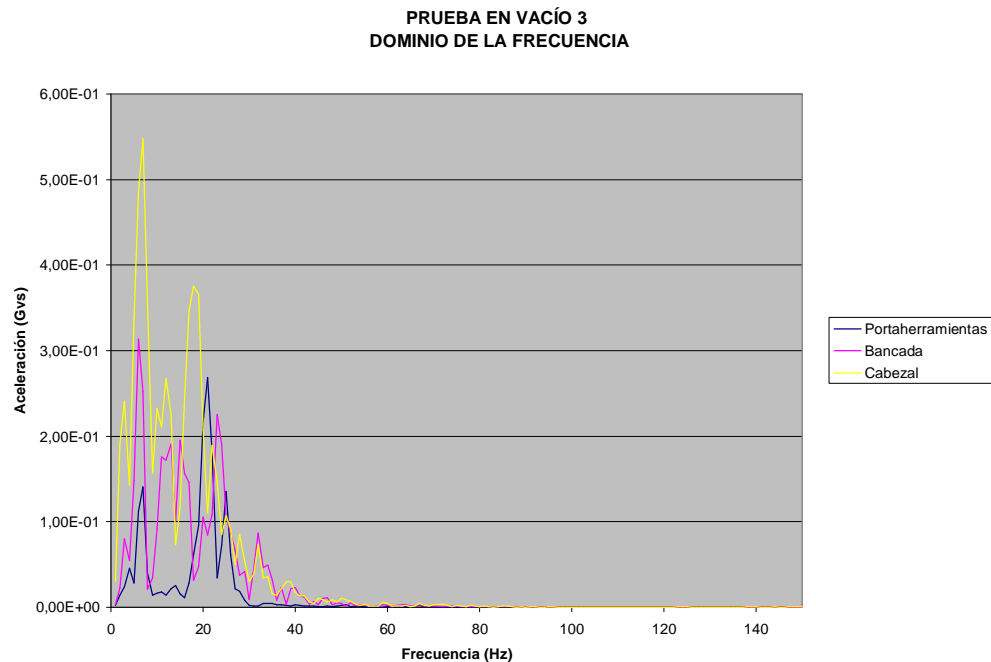
Ilustración 59. Espectro de la prueba de impacto



Del gráfico anterior se obtiene información valiosa, ya que se determina que la frecuencia natural del sistema es de 3 Hz. Esta frecuencia corresponde al primer modo de vibrar de la máquina.

Una vez realizada la prueba de impacto se procedió a realizar la prueba con la máquina en vacío, que consiste en tomar mediciones de aceleración simplemente con la máquina encendida (sin probeta en el mandril). Esto permite determinar la severidad de las vibraciones que son inherentes a la operación equipo, independiente de las condiciones de trabajo como son: material trabajado, profundidad de corte, avance longitudinal y RPM.

Ilustración 60. Espectro de la prueba en vacío



De esta prueba vale la pena resaltar que es evidente que mientras la máquina se encuentra encendida, pero sin maquinar ninguna pieza, la severidad de las vibraciones es mayor en el cabezal (señal en amarillo) que en resto de la estructura. Esto se debe a que el cabezal es el componente más cercano y el que

recibe todo el movimiento rotatorio del motor; y a partir de éste, se transmite al resto de la estructura. Además gracias a la disipación de energía y al amortiguamiento de la máquina, el resto de componentes reciben menos energía en forma de vibración, lo que también es evidente en el espectro anterior.

Se espera que en las pruebas de operación (al maquinar una probeta), este panorama cambie, ya que en dichas pruebas si hay una generación de fuerzas en otros puntos de la estructura.

5.2.4 Pruebas de operación

Una vez realizadas las anteriores pruebas, de impacto y en vacío, se comenzó con las pruebas maquinando las probetas y variando los parámetros de operación. Los resultados obtenidos en dichas pruebas son fundamentales para determinar cómo afecta cada parámetro de operación, no sólo el comportamiento estructural del torno, sino la calidad y el acabado superficial de las piezas fabricadas. Vale la pena recordar que las pruebas de operación se realizaron según la matriz de especificaciones para pruebas de vibraciones⁴.

A continuación se muestran, a manera de ilustración, las señales obtenidas en la prueba AC-R-2, tanto en el dominio del tiempo como en el de la frecuencia (espectro).

⁴ Ver tabla 6, Pág. 72

Ilustración 61. Onda en el dominio del tiempo prueba AC-R-2

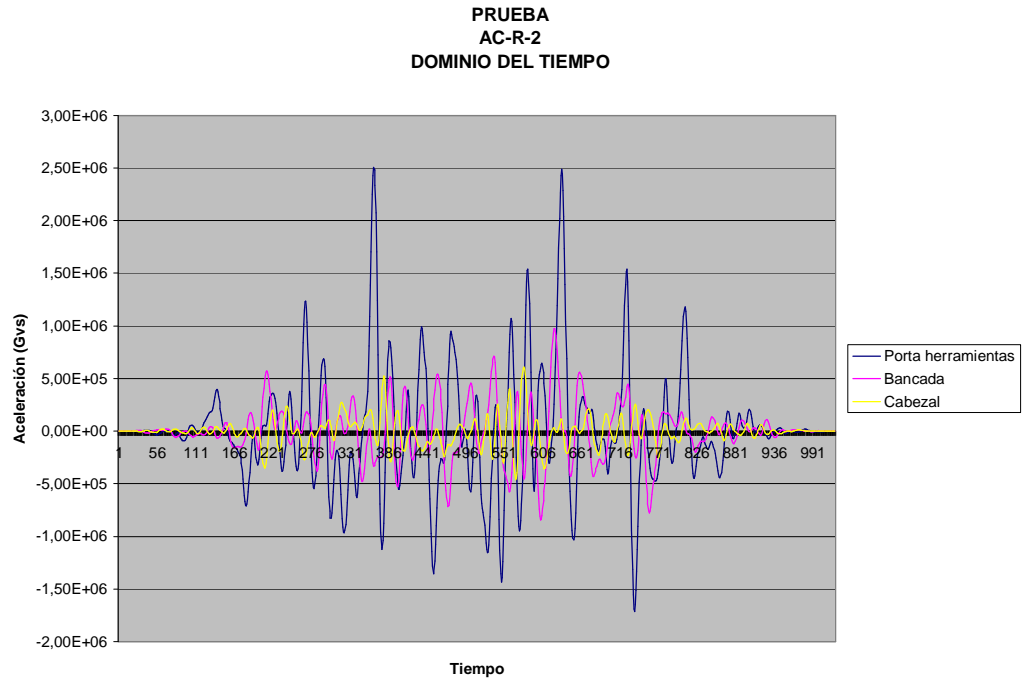
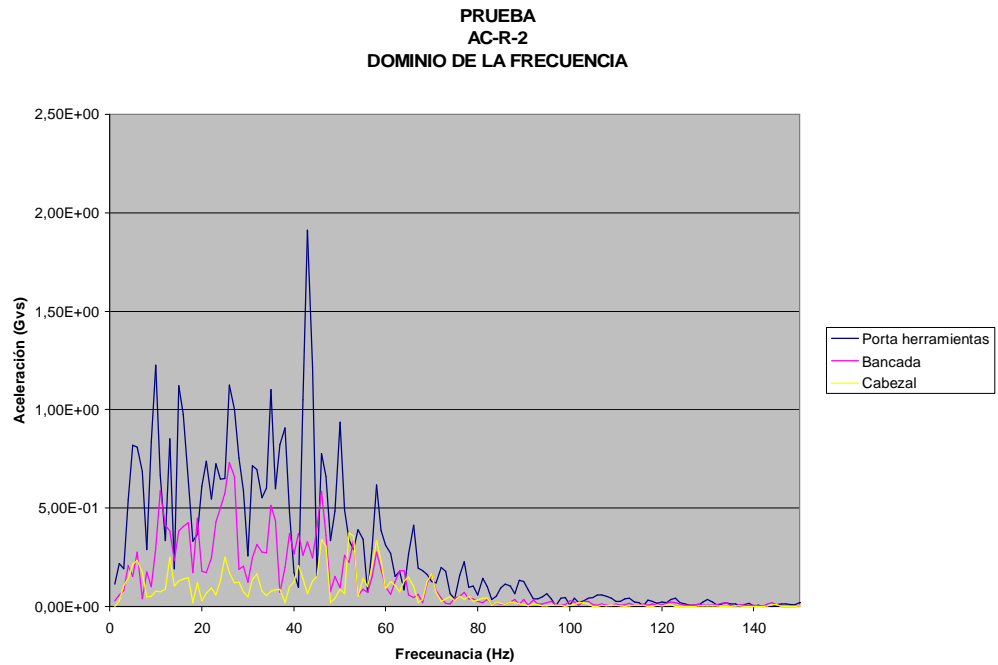


Ilustración 62. Espectro obtenido en la prueba AC-R-2



La ventaja que ofrece la información gráfica respecto a los datos tabulados, es que en la gráfica se puede observar más fácilmente y de una manera más clara, el comportamiento de cada una de las señales. Esto facilita la interpretación y posterior análisis de la información recolectada.

Es importante mencionar que para cada una de las pruebas realizadas, se almacenó la información tanto de la onda en el dominio del tiempo, como en el dominio de la frecuencia. Esto con el fin de que en caso de ser requerida dicha información, ésta se encuentre disponible para su análisis o futuras comparaciones.

6 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Con la información obtenida durante las pruebas se procedió a graficar el espectro de cada una de ellas. Esto para visualizar más fácilmente los picos de aceleración y sus respectivas frecuencias.

Como no todas las pruebas se realizaron a las mismas RPM, fue necesario identificar la frecuencia de excitación para cada una de ellas. Esto es especialmente útil a la hora de buscar armónicos y sub-armónicos con el fin de detectar los posibles problemas mecánicos que pueda presentar la máquina. A continuación se muestra la frecuencia de acuerdo a la prueba realizada.

Tabla 10. Frecuencia de excitación para cada prueba

FRECUENCIA DE CADA PRUEBA (X RPM)			
RPM	PRUEBA		FRECUENCIA (Hz)
3360	AL-A-1		56
	N-P-1	AL-A-2	
	N-P-2	AL-A-3	
	N-P-3	AL-R-3	
	N-A-1	AC-P-1	
	N-A-2	AC-P-2	
	N-A-3	AC-P-3	
	N-R-3	AC-A-1	
	AL-P-1	AC-A-2	
	AL-P-2	AC-A-3	
	AL-P-3	AC-R-3	
	1250	N-R-1	
AL-R-1			
AC-R-1			
1800	N-R-2		30
	AL-R-2		
	AC-R-2		

6.1.1 Metodología empleada

A continuación se hace una breve descripción de la manera cómo fueron interpretados los datos, así como el procedimiento que se llevó a cabo para obtener información que permitiera sacar conclusiones al respecto.

En primer lugar, con base a la información recolectada durante las pruebas realizadas en el torno y a los espectros de cada prueba, se procedió a identificar los máximos locales de cada espectro (picos) y su respectiva frecuencia. Esto se hizo para cada componente (bancada, cabezal y portaherramientas) en cada una de las pruebas.

Una vez se logró identificar los picos de cada prueba y su respectiva frecuencia, se procedió a calcular el factor de amortiguamiento que se presenta en cada una de dichas frecuencias, obteniendo como resultado el amortiguamiento que se presenta a diferentes frecuencias. Los resultados obtenidos fueron almacenados en tablas, de acuerdo al componente y a la prueba correspondiente.

Con los datos anteriores tabulados, se procedió a identificar qué frecuencias se repetían en cada elemento, es decir, cuales frecuencias aparecían habitualmente en la bancada, cuales en el portaherramientas y cuales en el cabezal; independientemente de la prueba realizada.

Posteriormente se determinó qué frecuencias aparecían en común, tanto en la bancada, como en el portaherramientas y el cabezal. Esto sirve para identificar cuales son las frecuencias naturales del sistema y lograr una caracterización dinámica general del torno.

Finalmente se tabuló la información recolectada, y se muestra de manera resumida, cómo se relaciona cada parámetro de operación con la severidad de las vibraciones generadas durante el proceso, y se pudo concluir al respecto.

Vale la pena mencionar que a continuación sólo se presentan algunas tablas y espectros (no todos), con el fin de mostrar cómo se realizó la interpretación de los datos. Todos los demás espectros y tablas fueron analizados de la misma manera.

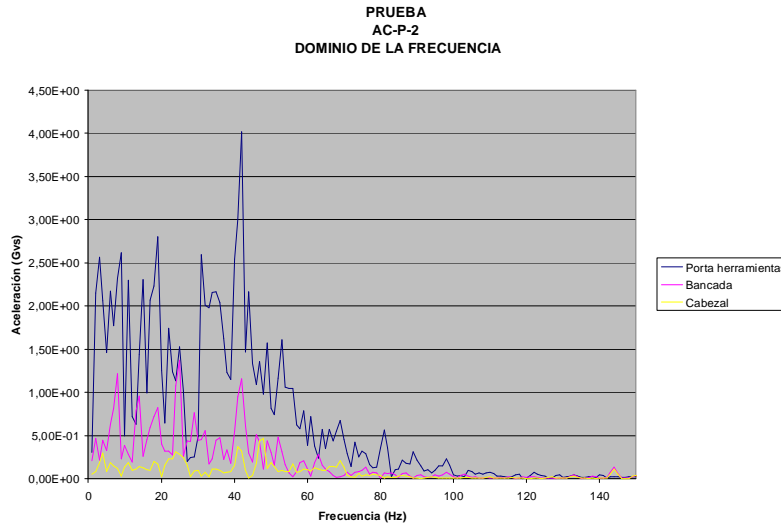
6.1.2 Identificación de máximos locales

Con el ánimo de ilustrar cómo se realizó el análisis de los datos, a continuación se presentan algunos espectros⁵ obtenidos mediante las pruebas. Estos espectros arrojan información muy valiosa acerca de las condiciones de operación del torno, y con base en ellos, es posible determinar qué tipo de falla o anomalía presenta el torno, así como la severidad de las vibraciones registradas en cada punto analizado.

Como el alcance de este proyecto no abarca lo suficiente como para realizar un análisis de vibraciones propiamente dicho, no se entrará entonces a especular acerca de las posibles fallas mecánicas que pueda presentar la máquina, pues no se cuenta con la experiencia y el conocimiento suficiente para ello. Por esto el enfoque se orienta a identificar las frecuencias naturales del sistema y documentar cómo afectan los parámetros de operación el grado de vibración en los componentes del torno, principalmente.

⁵ Todos los espectros y tablas de amortiguamiento obtenidas durante el análisis se presentan como anexos en el cd

Ilustración 63. Espectro prueba AC-P-2



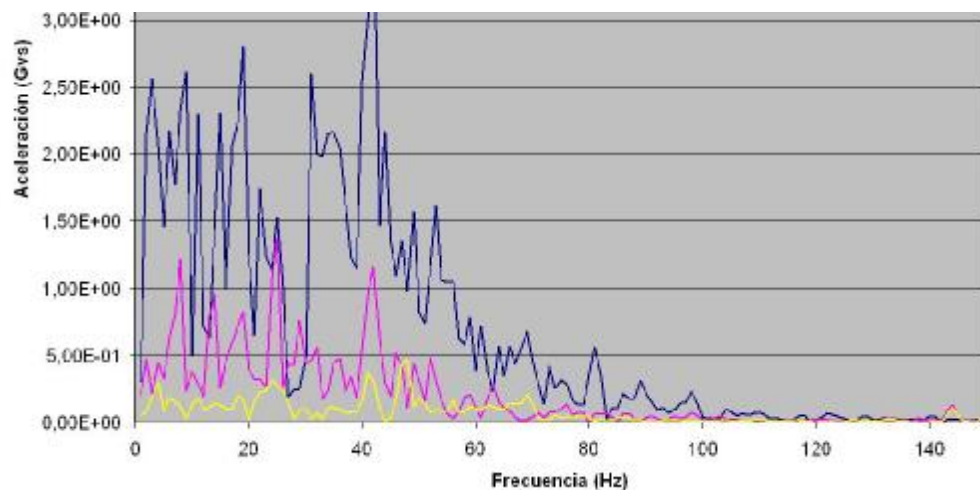
En este gráfico se puede comprobar que al maquinar una pieza se aumenta considerablemente la aceleración de las vibraciones en el portaherramientas (señal azul), generando vibraciones del orden de 2,5 Gvs; mientras que la aceleración de las vibraciones en el cabezal (señal amarilla) son prácticamente despreciables (del orden de 0,3 Gvs). Similar al cabezal, la bancada presenta una severidad de vibraciones relativamente baja, respecto a las generadas en el portaherramientas.

A simple vista se puede observar que este panorama es completamente diferente al presentado en la prueba en vacío de la máquina, donde el cabezal era el componente que presentaba un mayor grado de vibración. Este comportamiento es el que se esperaba, ya que muy cerca del portaherramientas es donde se generan todas las fuerzas involucradas en el proceso de maquinado, ocasionando que los componentes cercanos reciban toda la energía que no se convierte en calor y la disipen, ya sea en forma de vibración o la transmitan a los demás componentes estructurales, como la bancada. Además es importante tener en

cuenta que esta prueba fue realizada con acero, el material con mayor dureza superficial trabajado en este proyecto.

Para cada una de las tres señales del espectro, se procedió a identificar sus máximos locales y su respectiva frecuencia. A manera ilustrativa se muestra el proceso para la prueba AC-P-2. Este procedimiento fue el mismo para las demás pruebas.

Ilustración 64. Identificación de máximos locales en prueba AC-P-2



Del espectro de esta prueba se obtuvo la siguiente tabla.

Tabla 11. Frecuencias de máximos locales

PRUEBA AC-P-2		
Portaherramientas	Bancada	Cabezal
Frecuencia (Hz)	Frecuencia (Hz)	Frecuencia (Hz)
2	7	3
8	13	10
18	23	23
30	24	24
39	39	39
41	41	47
52	51	49
58	62	61
68	64	68
72	75	73
80	80	85
88	94	93

6.1.3 Cálculo del factor de amortiguamiento

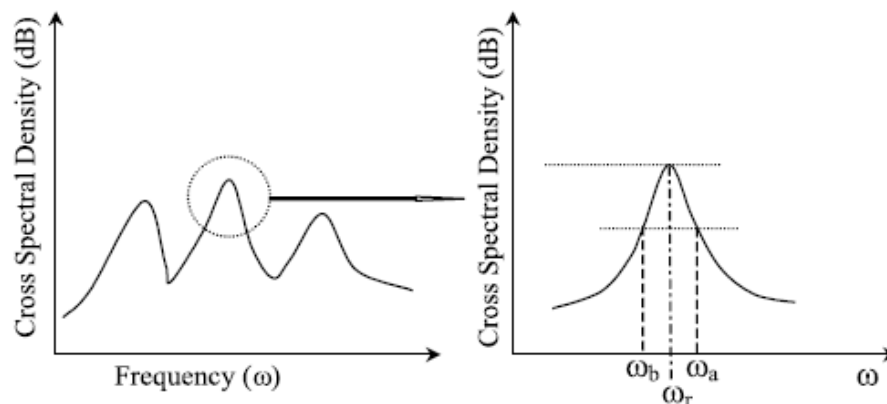
El factor amortiguamiento (ξ) fue calculado para cada frecuencia correspondiente a los máximos locales encontrados en cada señal. Para ello se utilizó el método de amplitud de pico o (*peak-picking*) que se describe a continuación.

El método de amplitud de pico consiste en seleccionar una región del espectro y localizar un máximo local, para luego identificar su frecuencia. Una vez identificada la frecuencia del máximo local se deben determinar otras dos frecuencias: una superior (lado derecho ω_a) y la otra inferior (lado izquierdo ω_b), de la frecuencia correspondiente al máximo local. Para hallar dichas frecuencias, es necesario calcular primero su amplitud (C_w), que es la misma para ambas. Donde:

$$C_w = \frac{C_{wr}}{\sqrt{2}} \quad (1)$$

Donde C_{wr} es la frecuencia correspondiente al máximo local hallado.

Ilustración 65. Método de la amplitud de pico



FREEPATENTS, @2007

El factor de amortiguamiento (ξ) se calcula como sigue:

$$\xi = \frac{W_b^2 - W_a^2}{4W_r^2} \quad (2)$$

Debido a la gran cantidad de señales que se debían analizar, se desarrolló un programa que permitiera calcular las frecuencias de los máximos locales encontrados, así como su factor de amortiguamiento. A continuación se muestra la tabla correspondiente a la prueba AL-P-2.

Tabla 12. Frecuencias de máximos locales y su amortiguamiento

PRUEBA AC-P-2					
Portaherramientas		Bancada		Cabezal	
Frecuencia (Hz)	Amortiguamiento	Frecuencia (Hz)	Amortiguamiento	Frecuencia (Hz)	Amortiguamiento
2	82,56%	7	8,86%	3	20%
8	18,46%	13	7,82%	10	10,35%
18	5,48%	23	1,44%	23	10,24%
30	2,77%	24	3,56%	24	9,70%
39	1,40%	39	0,04%	39	1,15%
41	1,98%	41	2,79%	47	1,41%
52	1,84%	51	1,24%	49	0,63%
58	1,47%	62	1,05%	61	4,01%
68	1,80%	64	0,39%	68	1,79%
72	0,82%	75	1,87%	73	2,47%
80	1,00%	80	16,51%	85	1,67%
88	1,03%	94	3,28%	93	1,20%

Para cada una de las pruebas se obtuvo una tabla similar a la anterior, esto arrojó un total de treinta (30) tablas, veintisiete (27) de las pruebas variando los parámetros de corte y tres (3) de las pruebas en vacío. De dichas tablas se obtuvo información valiosa acerca de las frecuencias representativas para cada prueba, así como su amortiguamiento.

En general se observa que a frecuencias bajas (menores de 20 Hz.) el sistema presenta factores de amortiguamiento altos, esto es un buen indicio. El problema es que a frecuencias un tanto más elevadas el factor de amortiguamiento

disminuye, ocasionando un “traqueteo” en la estructura, lo que puede generar problemas mecánicos como desajuste, soltura estructural, etc.

6.1.4 Frecuencias según el componente

Obtenidas las tablas correspondientes a cada una de las pruebas, con las frecuencias de los máximos locales y su amortiguamiento; se identificó cuales frecuencias aparecían habitualmente en cada componente (cabezal, bancada y portaherramientas), independiente de la prueba realizada. En las tablas que se presentan a continuación, se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 13. Frecuencias comunes encontradas en el cabezal

CABEZAL	
Frecuencia (Hz)	Repeticiones
6	10
8	6
12	16
16	13
20	6
24	18
32	10
40	22
51	17
56	6
65	13
74	21
80	23
92	24

Tabla 14. Frecuencias comunes encontradas en el portaherramientas

PORTAHERRAMIENTAS	
Frecuencia (Hz)	Repeticiones
16	10
24	12
32	7
44	10
51	15
56	17
65	21
74	22
88	16
92	10

Tabla 15. Frecuencias comunes encontradas en la bancada

BANCADA	
Frecuencia (Hz)	Repeticiones
6	9
12	14
16	14
20	7
24	27
32	11
51	16
56	10
65	10
74	11
80	9
92	15

6.1.5 Frecuencias naturales del sistema

A continuación se muestra de manera tabulada las frecuencias que se encontraron en común para los tres componentes; esto significa que se pudo identificar qué frecuencias aparecen considerablemente tanto en la bancada, como en el cabezal y el portaherramientas. Estas frecuencias son las frecuencias naturales del

sistema, es decir, las frecuencias a las que el sistema vibra siempre, independiente de las condiciones de operación.

Tabla 16. Frecuencias naturales del sistema

Frecuencias naturales halladas (Hz)
16
24
32
52
56
65
74
80
92

6.2 INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS

Finalmente se tabulan los datos obtenidos mediante el estudio del comportamiento del torno, con base a cada una de las pruebas realizadas, y se procede a su interpretación.

Se tabuló la amplitud (aceleración) que se presentaba a cada una de las frecuencias naturales halladas en el sistema. Esto se hizo para cada componente analizado del torno: bancada, cabezal y portaherramientas con base en el parámetro variable: avance longitudinal, profundidad de corte y RPM⁶.

⁶ Para mirar las especificaciones de cada prueba y su codificación, ver tabla 6. Pág. 72

A continuación se muestran todas las tablas obtenidas como resultado del experimento, de acuerdo al parámetro de operación que se varió en cada prueba y al material trabajado.

Las celdas correspondientes a aceleraciones mayores a 1G (1ª Gravedad) aparecen sombreadas para una apreciación más fácil y clara.

6.2.1 Avance variable

A continuación se presentan las tres (3) tablas correspondientes a los resultados obtenidos de maquinar las probetas a diferentes velocidades de avance longitudinal, para cada uno de los componentes inspeccionados.

A partir de dichas tablas se obtiene información muy importante acerca de la severidad de las vibraciones presentadas en cada uno de los componentes examinados de la máquina, al variar la velocidad del avance longitudinal de la herramienta de corte.

Tabla 17. Aceleración en el portaherramientas de acuerdo al avance

VARIACIÓN DE LA ACELERACIÓN EN EL PORTAHERRAMIENTAS DE ACUERDO AL AVANCE DE CORTE									
Frecuencia (Hz)	Aceleración (Gvs)								
	Prueba								
	AC-A-1	AC-A-2	AC-A-3	AL-A-1	AL-A-2	AL-A-3	N-A-1	N-A-2	N-A-3
16	0,730	0,950	1,220	0,260	0,090	0,500	0,104	0,065	0,081
24	0,620	0,850	1,710	0,210	0,160	0,300	0,104	0,167	0,187
32	1,400	1,320	2,990	0,350	0,080	0,310	0,007	0,011	0,004
52	0,780	1,270	0,700	0,200	0,020	0,500	0,001	0,001	0,002
56	1,170	0,680	0,560	0,160	0,130	0,160	0,088	0,007	0,005
65	1,040	0,500	0,610	0,190	0,070	0,110	0,001	0,002	0,002
74	0,520	0,310	0,520	0,030	0,030	0,100	0,005	0,004	0,061
80	0,020	0,190	0,020	0,020	0,020	0,040	0,003	0,002	0,003
92	0,130	0,140	0,210	0,020	0,020	0,040	0,001	0,002	0,001

Tabla 18. Aceleración en la bancada de acuerdo al avance

VARIACIÓN DE LA ACELERACIÓN EN LA BANCADA DE ACUERDO AL AVANACE DE CORTE									
Frecuencia (Hz)	Aceleración (Gvs)								
	Prueba								
	AC-A-1	AC-A-2	AC-A-3	AL-A-1	AL-A-2	AL-A-3	N-A-1	N-A-2	N-A-3
16	0,340	0,480	0,710	0,550	0,540	0,350	0,166	0,233	0,194
24	0,280	0,530	0,250	0,320	0,470	1,100	0,120	0,160	0,272
32	0,520	0,170	0,260	0,410	0,270	0,380	0,160	0,050	0,023
52	0,170	0,520	0,470	0,250	0,300	0,190	0,006	0,007	0,005
56	0,080	0,320	0,210	0,220	0,020	0,100	0,004	0,005	0,004
65	0,020	0,070	0,070	0,110	0,060	0,160	0,001	0,003	0,001
74	0,040	0,070	0,080	0,040	0,050	0,080	0,006	0,005	0,038
80	0,040	0,040	0,090	0,020	0,020	0,080	0,001	0,009	0,001
92	0,060	0,030	0,080	0,020	0,030	0,020	0,002	0,004	0,003

Tabla 19. Aceleración en el cabezal de acuerdo al avance

VARIACIÓN DE LA ACELERACIÓN EN EL CABEZAL DE ACUERDO AL AVANCE DE CORTE									
Frecuencia (Hz)	Aceleración (Gvs)								
	Prueba								
	AC-A-1	AC-A-2	AC-A-3	AL-A-1	AL-A-2	AL-A-3	N-A-1	N-A-2	N-A-3
16	0,030	0,240	0,200	0,150	0,250	0,180	0,253	0,078	0,202
24	0,020	0,090	0,140	0,070	0,210	0,090	0,139	0,115	0,131
32	0,070	0,070	0,150	0,170	0,330	0,140	0,087	0,047	0,039
52	0,160	0,220	0,100	0,020	0,370	0,270	0,008	0,005	0,004
56	0,130	0,060	0,140	0,090	0,110	0,170	0,002	0,004	0,005
65	0,180	0,110	0,070	0,170	0,170	0,060	0,003	0,019	0,002
74	0,050	0,140	0,060	0,070	0,030	0,040	0,008	0,001	0,001
80	0,040	0,015	0,030	0,020	0,050	0,010	0,003	0,004	0,009
92	0,020	0,013	0,020	0,012	0,003	0,007	0,004	0,002	0,006

A partir de la información entregada por las tablas anteriores, se pueden sacar varias conclusiones, entre ellas:

- Se observa que al variar la velocidad de avance longitudinal en la herramienta de corte, el portaherramientas es el componente que presenta

una mayor severidad en las vibraciones generadas, ya que en las diferentes pruebas realizadas presenta un total de ocho (8) picos de aceleración mayores a 1G. Mientras que la bancada, por su parte, sólo presenta un (1) pico de aceleración mayor a 1G y el cabezal no presenta ningún pico mayor a 1G.

- De igual manera es claro que al variar la velocidad de avance longitudinal, el acero es el material que presenta más picos de aceleración superiores a 1G, con un total de ocho (8) picos. Mientras que el aluminio sólo presenta un (1) pico mayor de 1G. El nylon, por su parte, no presenta aceleraciones mayores a 1G.
- También es importante resaltar que el pico de aceleración más alto al variar la velocidad de avance, es generado al maquinar el acero y es de 2,99 Gvs; mientras que el pico más alto generado por el aluminio es de 1,1 Gvs. Por su lado el nylon no presenta picos mayores a 1G.

De acuerdo a las anteriores conclusiones se puede decir que el resultado es el esperado. Esto se debe a que el portaherramientas al estar más cerca de la fuente generadora de vibraciones (debido al proceso) está más propenso a presentar una aceleración mayor que los demás componentes, ya que recibe casi directamente gran parte de las fuerzas generadas durante el maquinado ocasionando su vibración. Mientras que los demás componentes, al estar más alejados, reciben muy poca de la energía generada durante el proceso pues gran parte ya fue absorbida en forma de vibraciones, por otros componentes más cercanos a la fuente, o disipada en forma de ruido o calor.

De igual manera es de esperar que el material con mayor dureza superficial presente un mayor grado de vibración, respecto al de menor dureza. En el caso del acero, las grandes aceleraciones se deben a la fuerza que debe ejercer la herramienta de corte para lograr arrancar material y a la rigidez del material, que no permite grandes deformaciones y por ende absorbe muy poca

energía, transmitiendo gran parte hacia los componentes cercanos, causando la vibración considerable de estos.

Por su parte el material dúctil, gracias a sus propiedades mecánicas, absorbe gran parte de la energía derivada del proceso de maquinado, por lo que transmite muy poca energía hacia los demás componentes, generando vibraciones relativamente bajas. En este caso el material dúctil funciona como una especie de amortiguador y disipador de las vibraciones.

6.2.2 Profundidad de corte Variable

A continuación se presentan las tres (3) tablas correspondientes a los resultados obtenidos de maquinar las probetas a diferente profundidad de corte, para cada uno de los componentes inspeccionados en el torno.

Tabla 20. Aceleración en el portaherramientas de acuerdo a la profundidad

VARIACIÓN DE LA ACELERACIÓN EN EL PORTAHERRAMIENTAS DE ACUERDO A LA PROFUNDIDAD DE CORTE									
Frecuencia (Hz)	Aceleración (Gvs)								
	Prueba								
	AC-P-1	AC-P-2	AC-P-3	AL-P-1	AL-P-2	AL-P-3	N-P-1	N-P-2	N-P-3
16	1,400	2,300	2,400	1,800	2,200	1,300	0,037	0,020	0,050
24	0,740	1,500	1,070	1,160	2,180	0,480	0,170	0,190	0,170
32	0,780	2,600	1,330	0,120	0,720	0,080	0,030	0,010	0,009
52	1,100	1,600	2,700	0,280	0,570	0,009	0,002	0,006	0,003
56	0,700	1,100	0,240	0,180	0,070	0,004	0,002	0,003	0,006
65	0,800	0,570	1,100	0,020	0,004	0,002	0,001	0,002	0,002
74	0,920	0,420	0,260	0,030	0,004	0,005	0,003	0,005	0,004
80	0,780	0,560	0,160	0,020	0,002	0,004	0,002	0,003	0,005
92	0,280	0,300	0,210	0,020	0,003	0,003	0,002	0,005	0,002

Tabla 21. Aceleración en la bancada de acuerdo a la profundidad

VARIACIÓN DE LA ACELERACIÓN EN LA BANCADA DE ACUERDO A LA PROFUNDIDAD DE CORTE									
Frecuencia (Hz)	Aceleración (Gvs)								
	Prueba								
	AC-P-1	AC-P-2	AC-P-3	AL-P-1	AL-P-2	AL-P-3	N-P-1	N-P-2	N-P-3
16	0,550	0,330	0,950	0,460	0,310	1,200	0,230	0,270	0,230
24	0,580	0,350	1,370	0,470	0,360	0,370	0,120	0,030	0,300
32	0,270	0,480	0,560	0,130	0,070	0,120	0,030	0,080	0,040
52	0,150	0,520	1,600	0,004	0,008	0,009	0,001	0,009	0,004
56	0,340	0,230	1,100	0,003	0,002	0,007	0,005	0,004	0,005
65	0,140	0,120	0,570	0,020	0,006	0,005	0,006	0,003	0,009
74	0,240	0,080	0,420	0,030	0,002	0,002	0,001	0,002	0,007
80	0,100	0,030	0,560	0,020	0,003	0,002	0,003	0,001	0,005
92	0,020	0,040	0,300	0,004	0,003	0,004	0,004	0,002	0,003

Tabla 22. Aceleración en el cabezal de acuerdo a la profundidad

VARIACIÓN DE LA ACELERACIÓN EN EL CABEZAL DE ACUERDO A LA PROFUNDIDAD DE CORTE									
Frecuencia (Hz)	Aceleración (Gvs)								
	Prueba								
	AC-P-1	AC-P-2	AC-P-3	AL-P-1	AL-P-2	AL-P-3	N-P-1	N-P-2	N-P-3
16	0,240	0,120	0,380	0,430	0,310	0,480	0,130	0,030	0,300
24	0,160	0,280	0,450	0,400	0,170	0,080	0,070	0,200	0,160
32	0,210	0,070	0,480	0,100	0,070	0,130	0,050	0,050	0,030
52	0,190	0,140	0,720	0,004	0,005	0,014	0,008	0,007	0,007
56	0,130	0,170	0,260	0,002	0,003	0,003	0,001	0,002	0,004
65	0,100	0,130	0,150	0,020	0,002	0,009	0,002	0,005	0,007
74	0,030	0,030	0,090	0,030	0,002	0,003	0,003	0,002	0,006
80	0,020	0,040	0,030	0,004	0,004	0,006	0,005	0,007	0,009
92	0,020	0,030	0,020	0,020	0,003	0,002	0,001	0,004	0,002

Con base en la información contenida en estas tablas vale la pena resaltar:

- Es claro que al variar la profundidad de corte en el proceso, el portaherramientas es el componente que presenta una mayor severidad en las vibraciones; esto es evidente, ya que en las diferentes pruebas realizadas presenta un total de diecisiete (17) picos de aceleración mayores

a 1G. Mientras que la bancada sólo presenta cuatro (4) picos de aceleración mayores a 1G; el cabezal, por su parte, no presenta ningún pico mayor a 1G.

- De igual manera es claro que al variar la profundidad de corte, el acero es el material que presenta más picos de aceleración superiores a 1G, con un total de quince (15) picos. Mientras que el aluminio presenta seis (6) picos mayores de 1G. El nylon, por su parte, no presenta aceleraciones mayores a 1G.
- También es importante resaltar que el pico de aceleración más alto al variar la velocidad de avance, es generado al maquinar el acero y es de 2,7 Gvs; mientras que el pico más alto generado por el aluminio es de 2,2 Gvs. Por su lado el nylon no presenta picos mayores a 1G.

De acuerdo a las anteriores conclusiones se puede decir que, al igual que al variar el avance longitudinal, el resultado es el esperado. Esto se debe a que el portaherramientas, al estar más cerca de la fuente generadora de vibraciones (debido al proceso), está más propenso a presentar una aceleración mayor que los demás componentes.

De igual manera es de esperar que el material con mayor dureza superficial presente un mayor grado de vibración, respecto al de menor dureza. Por ello las pruebas realizadas con acero muestran mayores amplitudes de vibración que las realizadas con aluminio y nylon.

Vale la pena resaltar que la profundidad de corte aumenta la severidad de las vibraciones respecto a las producidas al variar el avance longitudinal. Esto es claro al comparar las tablas de ambos parámetros, ya que al variar el avance sólo se tienen nueve (9) picos mayores de 1G, mientras que para la profundidad de corte se tienen veintiún (21) picos mayores de 1G.

6.2.3 RPM variables

A continuación se presentan las tres (3) tablas correspondientes a los resultados obtenidos de maquinar las probetas a diferentes RPM en el husillo, para cada uno de los componentes inspeccionados en el torno.

Tabla 23. Aceleración en el portaherramientas de acuerdo a las RPM

VARIACIÓN DE LA ACELERACIÓN EN EL PORTAHERRAMIENTAS DE ACUERDO A LAS RPM DEL HUSILLO									
Frecuencia (Hz)	Aceleración (Gvs)								
	Prueba								
	AC-R-1	AC-R-2	AC-R-3	AL-R-1	AL-R-2	AL-R-3	N-R-1	N-R-2	N-R-3
16	0,243	0,635	1,795	1,024	0,902	1,210	0,059	0,055	0,026
24	0,254	0,651	0,826	0,059	0,616	0,815	0,145	0,134	0,116
32	0,217	0,291	2,482	0,105	0,209	0,057	0,011	0,009	0,009
52	0,053	0,297	0,118	0,025	0,032	0,028	0,005	0,001	0,002
56	0,138	0,414	1,298	0,017	0,037	0,008	0,009	0,003	0,001
65	0,165	0,040	0,552	0,010	0,034	0,014	0,001	0,002	0,002
74	0,021	0,145	0,295	0,014	0,011	0,013	0,005	0,006	0,009
80	0,031	0,017	0,219	0,002	0,007	0,007	0,003	0,004	0,002
92	0,016	0,041	0,025	0,001	0,004	0,004	0,008	0,007	0,001

Tabla 24. Aceleración en la bancada de acuerdo a las RPM

VARIACIÓN DE LA ACELERACIÓN EN LA BANCADA DE ACUERDO A LAS RPM DEL HUSILLO									
Frecuencia (Hz)	Aceleración (Gvs)								
	Prueba								
	AC-R-1	AC-R-2	AC-R-3	AL-R-1	AL-R-2	AL-R-3	N-R-1	N-R-2	N-R-3
16	0,380	0,428	0,401	0,945	0,362	0,880	0,098	0,215	0,116
24	0,371	0,576	0,409	0,285	0,306	0,216	0,166	0,268	0,013
32	0,337	0,337	0,275	0,036	0,076	0,032	0,036	0,015	0,058
52	0,060	0,151	0,176	0,015	0,010	0,015	0,005	0,004	0,003
56	0,120	0,047	0,094	0,007	0,008	0,004	0,004	0,004	0,002
65	0,104	0,044	0,032	0,006	0,005	0,005	0,004	0,002	0,002
74	0,042	0,021	0,074	0,009	0,002	0,002	0,008	0,001	0,001
80	0,043	0,002	0,001	0,002	0,001	0,001	0,005	0,010	0,003
92	0,006	0,015	0,007	0,008	0,001	0,001	0,003	0,002	0,001

Tabla 25. Aceleración en el cabezal de acuerdo a las RPM

VARIACIÓN DE LA ACELERACIÓN EN EL CABEZAL DE ACUERDO A LAS RPM DEL HUSILLO									
Frecuencia (Hz)	Aceleración (Gvs)								
	Prueba								
	AC-R-1	AC-R-2	AC-R-3	AL-R-1	AL-R-2	AL-R-3	N-R-1	N-R-2	N-R-3
16	0,153	0,148	0,246	0,288	0,138	0,258	0,180	0,203	0,317
24	0,036	0,252	0,051	0,158	0,164	0,261	0,128	0,164	0,100
32	0,096	0,357	0,190	0,027	0,028	0,077	0,037	0,012	0,047
52	0,106	0,209	0,254	0,001	0,006	0,001	0,002	0,001	0,004
56	0,012	0,102	0,167	0,014	0,002	0,013	0,005	0,004	0,005
65	0,112	0,030	0,034	0,003	0,001	0,004	0,004	0,004	0,002
74	0,023	0,045	0,208	0,001	0,001	0,001	0,002	0,006	0,001
80	0,017	0,065	0,026	0,001	0,002	0,002	0,005	0,009	0,001
92	0,009	0,012	0,028	0,003	0,005	0,000	0,001	0,004	0,001

Con base en la información presentada en estas tablas es posible decir:

- Es claro que al variar las RPM en el husillo, el portaherramientas es el componente que presenta una mayor severidad en las vibraciones; esto es evidente, ya que en las diferentes pruebas realizadas presenta un total de cinco (5) picos de aceleración mayores a 1G. Mientras que la bancada y el cabezal no presentan ningún pico de aceleración mayor a 1G.
- De igual manera es claro que al variar la profundidad de corte, el acero es el material que presenta más picos de aceleración superiores a 1G, con un total de cuatro (4) picos. Mientras que el aluminio presenta un (1) pico mayor de 1G. El nylon, por su parte, no presenta aceleraciones mayores a 1G.
- También es importante resaltar que el pico de aceleración más alto al variar la velocidad de avance, es generado al maquinar el acero y es de 2,5 Gvs; mientras que el pico más alto generado por el aluminio es de 1,2 Gvs. Por su lado el nylon no presenta picos mayores a 1G.

De acuerdo a las anteriores conclusiones se puede decir que el resultado es el esperado. Esto debido a las mismas razones expuestas en los casos del avance longitudinal y la profundidad de corte variables.

Un hecho que vale la pena resaltar es que las RPM son el parámetro de operación que menos influye en la severidad de las vibraciones del torno. Esto es claro al comparar las tablas de los diferentes parámetros evaluados, ya que al variar la profundidad de corte se tienen veintiún (21) picos mayores de 1G , al variar el avance se tienen nueve (9) picos mayores de 1G, mientras que para las RPM sólo se tienen cinco (5) picos mayores de 1G.

A continuación se presenta una tabla donde se muestran los picos de aceleración mayores a 1G, en cada uno de los componentes.

Tabla 26. Clasificación de picos de aceleración mayores a 1G

NÚMERO DE PICOS DE ACELERACIÓN MAYORES A 1G PRESENTADOS EN CADA UNO DE LOS COMPONENTES DE ACUERDO AL MATERIAL				
COMPONENTE	PARÁMETRO VARIABLE			TOTAL
	AVANCE	PROFUNDIAD	RPM	
PORTAHERRAMIENTAS	8 (acero)	12 (acero) 5 (aluminio)	3 (acero) 1 (aluminio)	29
BANCADA	1 (aluminio)	3 (acero) 1 (aluminio)	SIN PICOS > 1G	5
CABEZAL	NO PRESENTA PICOS MAYORES A 1G			0
TOTAL	9	21	4	34

6.3 CALIDAD DEL MAQUINADO

Durante las pruebas experimentales en el torno, se pudo comprobar que cada una de las piezas trabajadas presentaba un acabado superficial diferente. Esto era evidente a simple vista en cada una de las probetas que se maquinaron.

En últimas, este aspecto es el más significativo del presente proyecto; ya que permite determinar cómo afectan las vibraciones generadas durante el proceso de torneado a la pieza que se está trabajando en la máquina. Este efecto se ve reflejado en el acabado superficial de la misma.

Para poder identificar de una manera clara cómo afectaba cada parámetro de operación a la pieza maquinada, fue necesario marcar las probetas. Esto permitiría identificar plenamente bajo qué parámetros se trabajó cada probeta, cuales parámetros eran constantes y cuales variables, así como el material utilizado.

Tabla 27. Especificaciones y nomenclatura de las probetas

PROBETA	MATERIAL	PARÁMETRO VARIABLE
A1	Aluminio	RPM
A2	Aluminio	Avance
A3	Aluminio	Profundidad
N1	Nylon	RPM
N2	Nylon	Avance
N3	Nylon	Profundidad
AC1	Acero	RPM
AC2	Acero	Avance
AC3	Acero	Profundidad

Ilustración 66. Probetas de aluminio



A continuación se muestran los acabados superficiales obtenidos en algunas probetas con el fin de realizar algunas comparaciones⁷.

Ilustración 67. Acabado superficial probeta A1

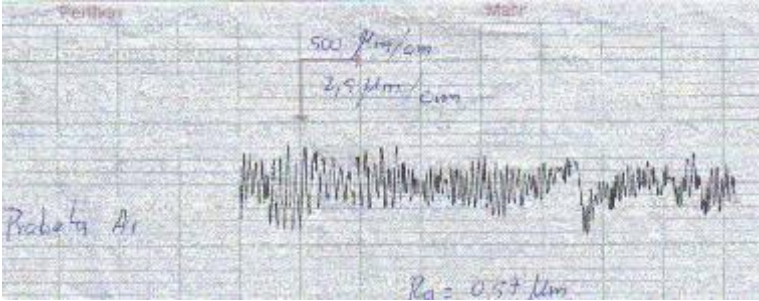


Ilustración 68. Acabado superficial probeta A2

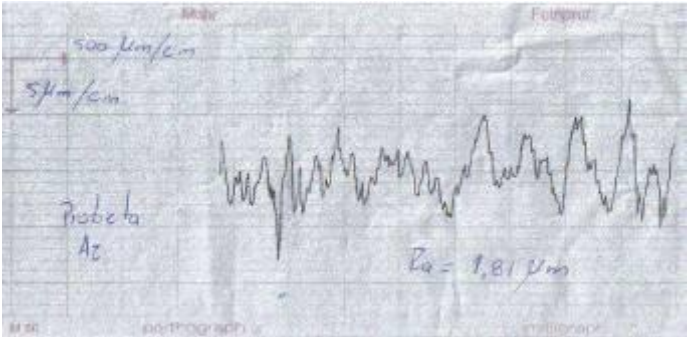
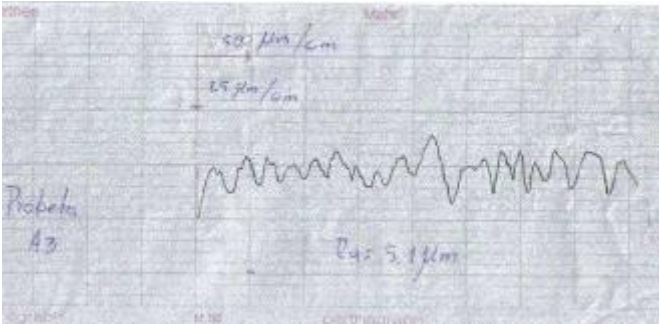


Ilustración 69. Acabado superficial probeta A3



⁷ Todas las gráficas de metrología se presentan como anexos

En estas imágenes se puede observar cómo afecta cada parámetro de operación la calidad de la pieza trabajada. Por ejemplo para las probetas de nylon dependiendo del parámetro variable se obtienen rugosidades desde 0,57 μm al variar las RPM, hasta 5,1 μm al variar la profundidad de corte.

De lo anterior se puede concluir que el parámetro que más afecta la calidad superficial de la pieza es la profundidad de corte, mientras que el parámetro menos influyente en la calidad del acabado son las RPM. Este hecho permite reafirmar lo mencionado en las conclusiones del numeral anterior, donde se afirma que el parámetro que más aumenta la severidad de las vibraciones es la profundidad de corte, mientras que las RPM es el parámetro menos influyente.

Es entonces posible establecer una relación directa entre las vibraciones generadas durante el proceso y la calidad de la pieza maquinada. Este hecho resalta la importancia que tiene en la industria manufacturera realizar un monitoreo de maquinaria mediante un estudio de vibraciones con el fin de garantizar, no sólo la disponibilidad del equipo, sino asegurar la calidad de sus productos.

En la siguiente tabla se muestra de manera resumida la calidad del acabado superficial de cada probeta. De esta tabla se pueden sacar algunas conclusiones importantes.

Tabla 28. Rugosidad de cada una de las probetas

PROBETA	MATERIAL	PARÁMETRO VARIABLE	Ra (μm)
A1	Aluminio	RPM	0,57
A2	Aluminio	Avance	1,81
A3	Aluminio	Profundidad	5,1
N1	Nylon	RPM	4,2
N2	Nylon	Avance	7,3
N3	Nylon	Profundidad	13,3
AC1	Acero	RPM	4,1
AC2	Acero	Avance	3,7
AC3	Acero	Profundidad	4,7

En general, se puede observar que el acabado superficial obtenido en las diferentes probetas no es de muy buena calidad; esto se debe a que el torno PRAZI SD-400 no es un torno diseñado para altas precisiones y excelentes acabados superficiales. Al ser un torno semi-industrial, el PRAZI está diseñado principalmente par operaciones de desbaste.

Además se puede decir que para materiales muy blandos, el acabado superficial es de mas baja calidad que el que presentan materiales relativamente duros. Esto puede ser causado por la ductilidad que presenta cada material, ya que en los materiales muy blandos la herramienta de corte muchas veces no es capaz de arrancar el material, generando una deformación plástica, en vez de cizallamiento.

También es de resaltar que el parámetro que más afecta el acabado superficial (como se mencionó anteriormente) es la profundidad de corte; es decir, mientras más profundo sea el corte transversal que la herramienta realiza sobre la pieza fabricada, tanto mayor será su grado de vibración y por ende su rugosidad. Por esta razón se recomienda que en operaciones donde se requiera un buen acabado superficial, éste se puede mejorar si se varía muy lentamente la profundidad de corte hasta alcanzar las dimensiones deseadas en la pieza.

7 CONCLUSIONES

Se desarrolló un experimento que permite monitorear, de una manera simple, las condiciones de operación de un torno paralelo pequeño, mediante un estudio de espectros de vibración. Esto permitió determinar la severidad de las vibraciones mecánicas presentadas en la máquina, y establecer cuáles son las variables que más afectan el comportamiento del torno y sus condiciones de operación. De igual manera se identificó el efecto producido por las vibraciones mecánicas sobre la calidad de la pieza mecanizada, mediante la determinación del acabado superficial de ésta.

Se pudo comprobar la importancia del monitoreo de vibraciones en máquinas rotativas como técnica de mantenimiento predictivo, logrando identificar por medio de éste el estado operacional de la máquina. Es muy importante que quien utilice esta técnica tenga información histórica acerca del comportamiento de la máquina y sus niveles de vibración, que sirva como base comparativa para realizar un seguimiento de las variables a través del tiempo.

Se logró una comprensión de los fenómenos físicos que dan origen a las vibraciones mecánicas, así como los diferentes tipos de fallos que pueden ser detectados en las máquinas rotativas mediante un estudio de los espectros de vibración o análisis espectral. De igual manera se pudo entender la importancia de realizar una buena interpretación de la información obtenida mediante el espectro, en la identificación de comportamientos anormales del equipo.

Se pudo comprobar que la técnica más apropiada para realizar un estudio de vibraciones en una máquina rotativa es el análisis espectral, ya que éste arroja valiosa información acerca de los posibles problemas mecánicos que puede

presentar una máquina rotativa, como son: desbalanceo estático, desbalanceo dinámico, desalineación angular, desalineación paralela, holgura mecánica, soltura estructural, excentricidad, entre otros.

Al realizar este tipo de pruebas es de vital importancia proyectar el experimento de una forma metódica, bien definida y parametrizada; ya esto que permite tener un panorama claro y estructurado de lo que se va a realizar y de cómo llevarlo a cabo. Una prueba de este tipo muy difícilmente llega a buen término si se desarrolla de una manera improvisada y poco planeada; pues la información que debe ser interpretada es mucha, y si no se encuentra bien clasificada puede acarrear confusiones y mal interpretaciones.

La interpretación de los espectros de vibración es una tarea que toma tiempo, ya que se debe analizar cada señal de forma independiente, con el fin de identificar picos y armónicos significativos en cada uno de ellos. Luego, para identificar las frecuencias naturales del sistema es necesario realizar una comparación entre los diferentes datos arrojados por cada espectro, observando las frecuencias que se repiten usualmente en la mayoría de los demás espectros.

De los diferentes parámetros de operación de corte del torno, se pudo concluir que la profundidad de corte es el parámetro que más aumenta la severidad de las vibraciones mecánicas en la máquina. Esto es claro al comparar los cinco (5) picos de aceleración mayores de 1G presentados al variar las RPM y los veintiún (21) picos mayores a 1G presentados al variar la profundidad de corte. Además se observó como esto repercute en el acabado superficial de las piezas trabajadas, obteniendo rugosidades de hasta 13,3 μm en el caso de la probeta de nylon.

Un hecho que vale la pena resaltar es que las RPM son el parámetro de operación que menos influye en la severidad de las vibraciones del torno. Esto es claro al comparar las tablas de los diferentes parámetros evaluados, ya que al variar la

profundidad de corte se tienen veintiún (21) picos mayores de 1G , al variar el avance se tienen nueve (9) picos mayores de 1G, mientras que para las RPM sólo se tienen cinco (5) picos mayores de 1G.

Es claro que independientemente del parámetro variable, el portaherramientas es el componente que presenta una mayor severidad en las vibraciones a la hora de maquinar piezas. Esto es evidente, ya que en las diferentes pruebas realizadas presenta un total de veintinueve (29) picos de aceleración mayores a 1G, la bancada sólo presenta cinco (5) picos de aceleración mayores a 1G; mientras que el cabezal, por su parte, es el componente que presenta menores severidades de vibración, ya que en ninguna de las pruebas realizadas presenta picos de aceleración mayores a 1G. Esto se debe a que el portaherramientas, al estar más cerca de la fuente generadora de vibraciones (debido al proceso), está más propenso a presentar una aceleración mayor que los demás componentes, ya que recibe casi directamente la mayor parte de las fuerzas generadas durante el maquinado ocasionando su vibración. Mientras que los demás componentes, al estar más alejados, reciben muy poca de la energía generada durante el proceso, pues gran parte es absorbida y/o disipada en forma de vibraciones por otros componentes más cercanos a la fuente, o disipada en forma de ruido o calor.

Dentro de los materiales trabajados se pudo observar que mientras mejor maquinabilidad presente el material, se obtienen mejores acabados superficiales. Esto es claro al comparar la variación de la profundidad de corte en el nylon con respecto a la del aluminio, donde obtenemos rugosidades de 13,3 μm y 0,57 μm , respectivamente. Esto puede ser causado por la ductilidad que presenta cada material, ya que en los materiales muy dúctiles la herramienta de corte muchas veces no es capaz de arrancar el material, generando una deformación plástica, en vez del cizallamiento.

8 RECOMEDACIONES Y SUGERENCIAS

Es recomendable que las empresas comiencen a realizar estudios de vibraciones en sus máquinas y equipos rotativos, ya que dicho análisis permite identificar a tiempo problemas mayores futuros.

Se aconseja a las empresas realizar un análisis de vibraciones a toda su maquinaria nueva, con el fin de generar un registro histórico que sirva como comparativo para futuros análisis. Esto permite determinar qué tanto está vibrando la máquina respecto de su condición inicial, y tomar las acciones necesarias antes de que el fallo o avería ocurra. Esto ayuda a aumentar la disponibilidad de la maquinaria y por ende disminuye los tiempos muertos o improductivos, lo que finalmente se ve representado de un ahorro de dinero por buena gestión de mantenimiento.

En caso de no contar con la información histórica de las vibraciones ocurridas en la máquina para comparar su comportamiento, es muy útil recurrir a las normas y estándares internacionales que establecen niveles aceptables de vibración, dependiendo del tipo de máquina analizada. Algunas normas a las cuales se podría recurrir son: ISO 2372, ISO 3945, ISO 10816-3, ISO 2373, entre otras.

Vale a pena mencionar que un análisis de vibraciones debe ser realizado por alguien que tenga buen conocimiento sobre el tema y una gran experiencia, ya que el campo de las vibraciones es muy amplio, y una mala adquisición, interpretación y análisis de los datos pueden llevar a diagnósticos erróneos. Por esto recomiendo consultar con expertos siempre que se pretenda realizar un análisis de vibraciones para detectar fallos en un equipo de una planta productiva.

La mejor manera para adquirir conocimiento y experiencia sobre un tema específico es, en primer lugar, consultando la bibliografía disponible y en segundo lugar, experimentar con ello. La parte cognoscitiva es muy importante ya que permite adquirir las bases y fundamentos teóricos necesarios, para luego entrar a experimentar la parte práctica de dicho tema. Ambas partes se complementan. Esto mismo sucede al realizar unas pruebas como las descritas en este proyecto: sin haber tenido clara una base teórica, no hubiese sido posible culminar con éxito este proyecto en su parte experimental.

Con base en la información obtenida en este proyecto, se recomienda realizar un análisis de vibraciones al torno PRAZI SD-400, ya que se tiene la información espectral necesaria para llevar a cabo dicho análisis y así poder determinar las posibles fallas o irregularidades que presente el torno. Cabe anotar que para realizar el análisis de vibraciones no es suficiente conformarse con la información teórica expuesta en el presente proyecto, es necesario consultar más a fondo la teoría del análisis espectral, ya que este es un campo demasiado amplio y no toda la teoría de análisis espectral necesaria fue documentada en este proyecto.

Se recomienda que en proyectos venideros se realice un estudio y diseño de reducción de vibraciones para el torno PRAZI SD-400, con el fin de obtener acabados superficiales mejores a los actuales en las piezas fabricadas. Algunas sugerencias que pueden ser tenidas en cuenta son: utilizar neopreno en los apoyos de la bancada y analizar el posible anclaje de la máquina, verificar y garantizar el ajuste (sin holguras) entre el tornillo de avance y el conjunto del carro, verificar el estado de los rodamientos de bolas de contacto angular en donde se apoya el husillo, analizar el desbalanceo que pueda existir en el husillo, verificar el estado de desgaste de las guías de la bancada, así como los canales de deslizamiento del conjunto del carro, entre otros. Abarcar completamente este panorama se sale de los límites de un proyecto de este tipo.

Para reducir las vibraciones presentadas en el torno, se recomienda rediseñar algunos componentes estructurales del torno, con el fin de aumentar la rigidez del sistema. Para ello se puede mejorar su diseño al incorporar costillas o nervios interiores en la bancada, dispuestas en diagonal; lo que contribuye a mejorar la rigidez del sistema en todas las direcciones. También se pueden diseñar secciones transversales más robustas y materiales con un mayor módulo de elasticidad, lo que ayuda a mejorar el amortiguamiento, y por ende a minimizar el efecto de las vibraciones.

Como la fricción disipa energía, los pequeños movimientos relativos entre componentes a lo largo de las uniones contribuyen, en parte, a reducir las vibraciones de un sistema. En consecuencia, mientras más componentes tenga la máquina y más uniones haya entre estos componentes, tanto mayor será la disipación de energía, disminuyendo así las vibraciones del sistema. Esta es una fuente de amortiguamiento que puede ser tenida en cuenta en un futuro, con miras a reducir las vibraciones del equipo.

Considerar la posibilidad de realizar un estudio de factibilidad para diseñar un software similar al utilizado en este proyecto que pueda ser comercializado a un costo moderado en la industria y de esta manera lograr que más empresas entren en este campo de monitoreo de maquinaria mediante técnicas predictivas, logrando controlar de una manera más eficiente el presupuesto y la disponibilidad de sus activos. Esto debido al gran costo que tiene en el mercado la licencia de un software de este tipo.

9 BIBLIOGRAFÍA

9.1 CLÁSICA

BARTSCH, Walter. "Alrededor del torno". Barcelona: Reverte, 1964. Estudios de la UNED.

BENTLY, Donald y HATCH, Charles. "Fundamentals of rotating machinery diagnostics". Minden - Nevada. 2002: Bently pressurized bearing press. 725p. (). ISBN 0971408106.

BOOTHROYD, Geoffrey. "Fundamentals of machining and machine tools". New York: Marcel Dekker, 1989. McGraw-Hill Higher Education. ISBN 0824778529.

CARDONA FOIX, Salvador y VIVANCOS CALVET, Joan. "introducción a las vibraciones y sus causas". En: Automatización industrial metalmecánica. P.7-21 Bogotá, 1999. ISSN 0124-0218.

GERLING, Heinrich, "Alrededor de las maquinas-herramienta: para arranque de viruta y herramientas". Barcelona: Reverte, 1987. Mc Graw-Hill Higher Education. ISBN 8429160493.

HARTOG, J. P. Den. "Mecánica de las vibraciones". México: Compañía editorial continental, 1966. 574p.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACION. Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. Bogotá-Colombia: ICONTEC, 2002. 37p. (NTC 1486).

INSTITUTO NACIONAL DEL ACERO. "Mantenimiento predictivo y análisis de vibraciones". Bogotá, 1988. P.V.p.

KALPAKJIAN, Serope y SCHMID, Steven. "Manufactura ingeniería y tecnología". Mexico: Pearson, 2002. Manufacturing Engineering And Materials Processing. ISBN 9702601371.

LAFITA BABIO, Felipe. "Introducción a la teoría de vibraciones mecánicas". Barcelona: Labor, 1968. 238p.

ROSSI, Mario. "Máquinas-herramientas modernas". Barcelona: Científico Medica, 1971. 2v. McGraw-Hill Higher Education.

SETO, William W. "Teoría y problemas de vibraciones mecánicas". México: McGraw-Hill, 1970. 198p. (serie de compendios schaum).

SETO, William W. "Vibraciones mecánicas". México : McGraw-Hill, 1970. 199p.

THOMSON, William y RINCON CASTELL, Humberto . "Teoría de vibraciones: aplicaciones". México: Prentice Hall, 1982. 491p. ISBN 9688800996.

VELEZ DE LOS RIOS, Jorge Alberto. "Análisis de vibraciones para máquinas rotativas". Trabajo de grado (Ingeniería Mecánica) Medellín, 1989. 137p. Universidad EAFIT.

9.2 INTERNET

A-MAQ@

Análisis de maquinaria, servicios y productos [En línea] [Citado Agosto 2007].

<http://www.a-maq.com>

ATLASMAQUINAS@

Venta de maquinaria nueva y usada [En línea] [Citado Mayo 2007].

<http://www.atlasmaquinas.com.br>

BLUERIDGEMACHINERY@

Comercializadora de máquinas – herramienta. [En línea] [Citado Mayo 2007].

Disponible desde Internet:

<http://www.blueridgemachinery.com>

CNCZONE@

Información para el sector metalmecánico [En línea] [Citado Mayo 2007]

Disponible desde Internet:

<http://www.cnczone.com>

DEMECANICA@

Mecánica clásica y de estructuras [En línea] [Citado Agosto 2007]

Disponible desde Internet:

<http://www.demecanica.com>

ELPRISMA@

Biblioteca virtual [En línea] [Citado Mayo 2007].

Disponible desde Internet:

<http://www.elprisma.com>

FREEPATENTS

Patentes gratis [En línea] [Citado Septiembre 2007].

Disponible desde Internet:

www.freepatentsonline.com

GRIZZLY@

Fabricante de máquinas-herramienta [En línea] [Citado Mayo 2007].

Disponible desde Internet:

<http://www.grizzly.com>

INTEREMPRESAS@

Canal de información sobre equipos industriales [En línea] [Citado Mayo 2007].

Disponible desde Internet:

<http://www.interempresas.net>

ISMG@

Importador y distribuidor de tornos PRAZI [En línea] [Citado Mayo 2007].

Disponible desde Internet:

<http://www.ismg4tools.com>

MONOGRAFÍAS@

Centro de documentación y publicaciones [En línea] [Citado Mayo 2007].

Disponible desde Internet:

<http://www.monografias.com>

PRACTICALMACHINIST@

Foros [En línea] [Citado Mayo 2007].

Disponible desde Internet:

<http://www.practicalmachinist.com>

PUCRS@

Universidad Pontificia Católica de Río Grande del Sur – Brasil. [En línea] [Citado Mayo 2007]

Disponible desde Internet:

<http://www.pucrs.br>

SHERLINE@

Fabricante de pequeñas máquinas-herramientas [En línea] [Citado Mayo 2007].

Disponible desde Internet:

<http://www.sherline.com>

VIWA@

Proveedores de maquinaria industrial [En línea] [Citado Mayo 2007].

Disponible desde Internet:

<http://www.viwa.com.mx>

WIKIPEDIA@

Enciclopedia Virtual – [En línea] [Citado Mayo 2007].

Disponible desde Internet:

<http://es.wikipedia.org>

WOODWRITELTD@

Tornos pequeños para trabajo en madera [En línea] [Citado Mayo 2007].

Disponible desde Internet:

<http://www.woodwriteltd.com>

WORKMAC@

Máquinas-herramienta [En línea] [Citado Mayo 2007].

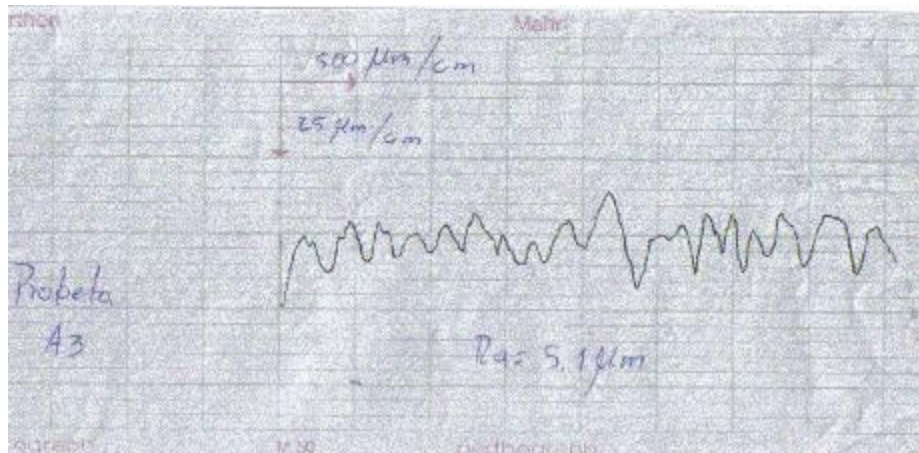
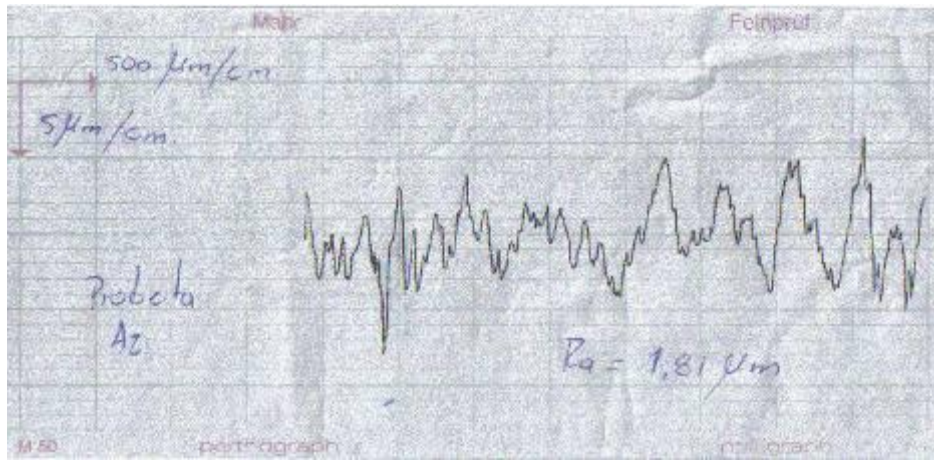
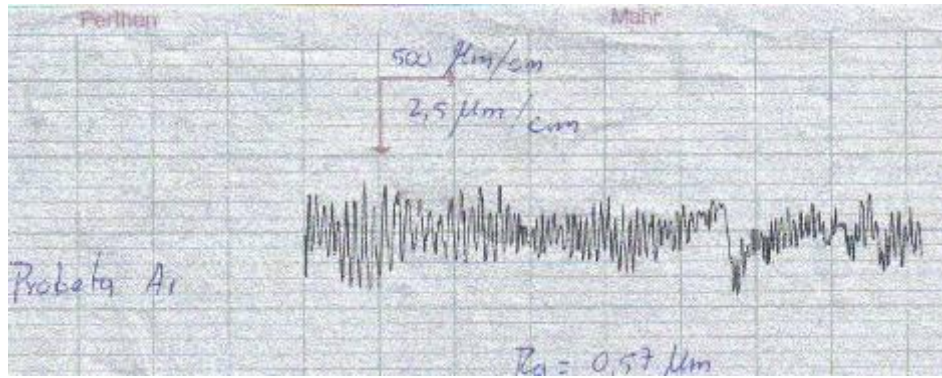
Disponible desde Internet:

<http://www.workmac.com>

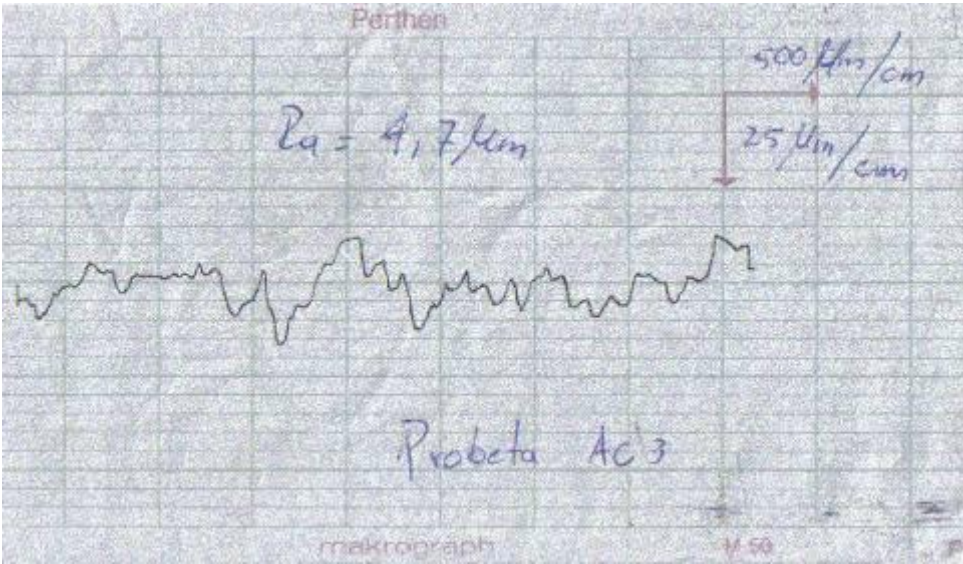
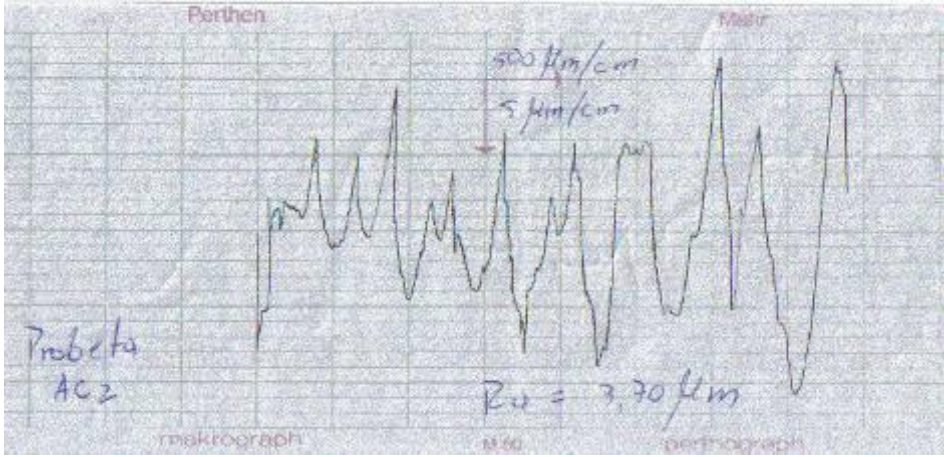
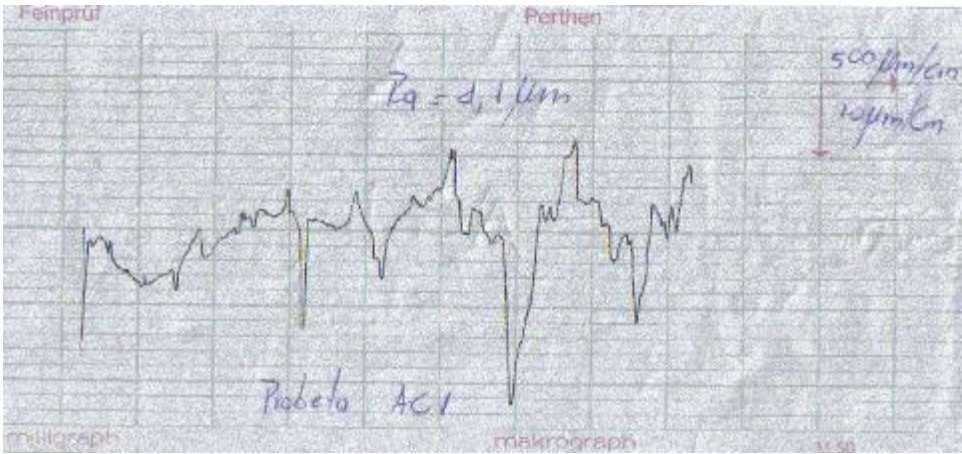
ANEXO ESPECTROS

ANEXO METROLOGÍA

ALUMINIO



ACERO



NYLON

