

**“ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE DIFERENTES SISTEMAS
DE SUJECCIÓN DE HERRAMIENTAS PARA PROCESOS DE FRESADO CNC”**

DAVID ORLANDO OSSA AYA

**UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISION DE INGENIERIAS
BOGOTÁ D.C.**

2016

**“ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE DIFERENTES SISTEMAS
DE SUJECCIÓN DE HERRAMIENTAS PARA PROCESOS DE FRESADO CNC”**

DAVID ORLANDO OSSA AYA

**Proyecto de trabajo de grado en modalidad de solución de problema de
ingeniería para optar al título de Ingeniero Mecánico**

Director

CARLOS JULIO CAMACHO

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
BOGOTÁ D.C.**

2016

DEDICATORIA

Quiero dedicar este logro a mi familia por apoyarme durante el desarrollo de este proyecto y por creer en mí a pesar de las adversidades. También deseo agradecerles por darme la oportunidad de estudiar lo que me gusta y exigirme para ser cada día mejor, tanto en lo académico como en lo personal.

CONTENIDO

pág.

INTRODUCCIÓN	12
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	13
2. OBJETIVOS	14
2.1 GENERAL	14
2.2 ESPECÍFICOS	14
3. ESTADO DEL ARTE	15
3.1 CARACTERÍSTICAS DE HERRAMIENTAS PARA FRESADO	15
3.2 SISTEMAS DE SUJECCIÓN DE HERRAMIENTAS PARA FRESADO	16
3.3 AJUSTES DE CONOS PORTAHERRAMIENTAS	20
3.4 ESTRATEGIAS EFICIENTES DE MANUFACTURA	22
3.5 VIBRACIONES EN PROCESOS DE FRESADO CNC	24
3.6 MEDICIÓN DE VIBRACIONES EN MÁQUINAS HERRAMIENTA	27
3.6.1 Etapa transductora	28
3.6.2 Etapa de acondicionamiento de la señal.	29
3.6.3 Etapa de análisis de señales	31
3.7 ANTECEDENTES EXPERIMENTALES	32
4. METODOLOGÍA	35
4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL	35
4.1.1 Caracterización de sistemas de sujeción.	39
4.1.2 Caracterización dinámica de sistemas de sujeción.	40
4.2 DESCRIPCIÓN PRUEBAS	40
4.2.1 Prueba de husillo girando libremente.	40
4.2.2 Prueba de diferente altura de husillo girando libremente	41
4.2.3 Prueba en vacío.	41
4.2.4 Prueba durante proceso de fresado.	42
5. ANÁLISIS DE RESULTADOS	44
5.1 PRUEBA DE HUSILLO GIRANDO LIBREMENTE	44
5.1.1 Cono ER16	44
5.1.2 Cono ER32	45
5.1.3 Cono hidráulico.	47

5.2 PRUEBA A DIFERENTE ALTURA DEL HUSILLO	50
5.2.1 Cono ER16.....	50
5.2.2 Cono ER32.....	52
5.2.3 Cono hidráulico.	54
5.3 PRUEBA EN VACÍO	59
5.3.1 Cono ER16.....	59
5.3.2 Cono ER32.....	62
5.3.3 Cono hidráulico.	64
5.4 PRUEBA DURANTE PROCESO DE FRESADO.....	67
5.4.1 Cono ER16.....	67
5.4.2 Cono ER32.....	73
5.4.3 Cono hidráulico.	78
5.5 ANÁLISIS DE FRECUENCIAS NATURALES	87
5.6 APLICACIÓN EN ESTRATEGIAS DE MECANIZADO EFICAZ.....	94
6. CONCLUSIONES.....	96
7. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	97
BIBLIOGRAFÍA.....	98
ANEXOS.....	103

FIGURAS

pág.

Figura 1. Ejemplos de fresado y geometrías de herramientas de corte	15
Figura 2. Ejemplo de sistemas de sujeción con ajuste hidráulico	16
Figura 3. Cono típico en husillo de máquina de fresado	17
Figura 4. Sistemas máquina herramienta – portaherramientas - herramienta de corte de una máquina de fresado.	17
Figura 5. Sistemas de sujeción	18
Figura 6. Montaje para vástagos.....	18
Figura 7. Conos de sujeción	19
Figura 8. Ajuste térmico común	20
Figura 9. Juego de boquilla ISO 40 de 15 pinzas colapsibles.....	21
Figura 10. Cono de sujeción hidráulico	21
Figura 11. Mecanizado Trocoidal.....	23
Figura 12. Desbaste por penetración.....	24
Figura 13. Modelo dinámico del fresado	24
Figura 14. Modelo dinámico de las vibraciones regenerativas del fresado	26
Figura 15. Transductores.....	29
Figura 16. Medidas de amplitud.....	29
Figura 17. Analizador de vibraciones Svan 956.....	30
Figura 18. Transformada Amplitud vs Tiempo vs Frecuencia	31
Figura 19. Amplitud vs Tiempo y Amplitud vs Frecuencia	32
Figura 20. Punto de medición	35
Figura 21. Configuración de escalones para prueba de mecanizado	37
Figura 22. Proceso de fabricación de escalones	37
Figura 23. Protocolo de pruebas.....	38
Figura 24. Montaje conos	39
Figura 25. Enmallado de simulación	40
Figura 26. Prueba girando libremente, cono ER16	41
Figura 27. Montaje pruebas	42
Figura 28. Prueba de corte	43
Figura 29. Aceleración vs Tiempo, ER16.....	44
Figura 30. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16	45
Figura 31. Aceleración vs Tiempo, ER32.....	46
Figura 32. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32	46
Figura 33. Aceleración vs Tiempo, HID	47
Figura 34. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, HID	47
Figura 35. Aceleración vs Tiempo.....	49
Figura 36. Aceleración vs Tiempo, ER16 -320z.....	51
Figura 37. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16 z=-320mm	51
Figura 38. Aceleración vs Tiempo, ER32 -320z.....	52

Figura 39. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32 z=-320mm	52
Figura 40. Aceleración vs Tiempo, HID -320z	53
Figura 41. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, HID z=-320mm	53
Figura 42. Aceleración vs Tiempo, ER16.....	56
Figura 43. Aceleración vs Tiempo, ER32.....	57
Figura 44. Aceleración vs Tiempo, HID	58
Figura 45. Aceleración vs Tiempo, ER16 2400RPM vacío	59
Figura 46. Aceleración vs Tiempo, ER16 3200RPM vacío	60
Figura 47. Aceleración vs Tiempo, ER16 5200RPM vacío	60
Figura 48. Aceleración vs Tiempo, ER16 8000RPM vacío	61
Figura 49. Aceleración vs Tiempo, ER16 10000RPM vacío	61
Figura 50. Aceleración vs Tiempo, ER32 2400RPM vacío	62
Figura 51. Aceleración vs Tiempo, ER32 3200RPM vacío	62
Figura 52. Aceleración vs Tiempo, ER32 5200RPM vacío	63
Figura 53. Aceleración vs Tiempo, ER32 8000RPM vacío	63
Figura 54. Aceleración vs Tiempo, ER32 10000RPM vacío	64
Figura 55. Aceleración vs Tiempo, HID 2400RPM vacío	64
Figura 56. Aceleración vs Tiempo, HID 3200RPM vacío	65
Figura 57. Aceleración vs Tiempo, HID 5200RPM vacío	65
Figura 58. Aceleración vs Tiempo, HID 8000RPM vacío	66
Figura 59. Aceleración vs Tiempo, HID 10000RPM vacío	66
Figura 60. Aceleración vs Tiempo, ER16 2400RPM cortando	68
Figura 61. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16 2400RPM cortando.....	68
Figura 62. Aceleración vs Tiempo, ER16 3200RPM cortando	69
Figura 63. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16 3200RPM cortando.....	69
Figura 64. Aceleración vs Tiempo, ER16 5200RPM cortando	70
Figura 65. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16 5200RPM cortando.....	71
Figura 66. Aceleración vs Tiempo, ER16 8000RPM cortando	71
Figura 67. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16 8000RPM cortando.....	72
Figura 68. Aceleración vs Tiempo cono ER16, 10000RPM cortando	72
Figura 69. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16 10000RPM cortando.....	73
Figura 70. Aceleración vs Tiempo, ER32 2400RPM cortando	73
Figura 71. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32 2400RPM cortando.....	74
Figura 72. Aceleración vs Tiempo, ER32 3200RPM cortando	74
Figura 73. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32 3200RPM cortando.....	75
Figura 74. Aceleración vs Tiempo, ER32 5200RPM cortando	75
Figura 75. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32 5200RPM cortando.....	76
Figura 76. Aceleración vs Tiempo, ER32 8000RPM cortando	76
Figura 77. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32 8000RPM cortando.....	77
Figura 78. Aceleración vs Tiempo, ER32 10000RPM cortando	77
Figura 79. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32 10000RPM cortando.....	78
Figura 80. Aceleración vs Tiempo, HID 2400RPM cortando	78
Figura 81. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, HID 2400RPM cortando	79
Figura 82. Aceleración vs Tiempo, HID 3200RPM cortando.....	79
Figura 83. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, HID 3200RPM cortando	80

Figura 84. Aceleración vs Tiempo, HID 5200RPM cortando.....	80
Figura 85. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, HID 5200RPM cortando	81
Figura 86. Aceleración vs Tiempo, HID 8000RPM cortando.....	81
Figura 87. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, HID 8000RPM cortando	82
Figura 88. Aceleración vs Tiempo, HID 10000RPM cortando.....	82
Figura 89. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, Hid 10000RPM cortando	83
Figura 90. Amplitudes máximas propias del fresado vs Velocidad husillo	86
Figura 91. Resultados caracterización dinámica.....	87
Figura 92. Aceleración vs Frecuencia, 2400RPM	88
Figura 93. Aceleración vs Frecuencia, 3200RPM	89
Figura 94. Aceleración vs Frecuencia, 5200RPM	91
Figura 95. Aceleración vs Frecuencia, 8000RPM	92
Figura 96. Aceleración vs Frecuencia, 10000RPM	93

ANEXOS

pág.

Anexo A. Datos técnicos de los conos ER16 y ER32	103
Anexo B. Datos técnicos de pinzas, conos ER16 y ER32	103
Anexo C. Datos técnicos de cono Hydro 8x90.....	104
Anexo D. Datos técnicos Fresa YGEMB43080.....	104
Anexo E. Datos técnicos acero AISI 1045	105

TABLAS

pág.

Tabla 1. Unidades de la amplitud.....	27
Tabla 2. Rango de frecuencias de transductores de vibración	27
Tabla 3. Tabla comparativa experimentos similares	34
Tabla 4. Parámetros de corte para cada RPM ($f_z = \text{cte}$)	36
Tabla 5. Parámetros de medición del analizador de vibraciones SVAN 956	37
Tabla 6. Síntesis datos, husillo girando libremente	48
Tabla 7. Síntesis datos, husillo girando libremente diferente altura	54
Tabla 8. Síntesis datos, prueba en vacío	67
Tabla 9. Síntesis datos, prueba durante proceso de fresado	83

RESUMEN

Este proyecto presenta un estudio sobre el comportamiento dinámico del sistema máquina herramienta-portaherramientas-herramienta de corte y sus efectos en un proceso de fresado CNC. El estudio fue realizado de manera experimental, teniendo como objeto la medición de vibraciones en procesos de fresado CNC y las correspondientes profundidades de corte máximas, para diferentes sistemas de sujeción de herramienta. Las probetas fueron mecanizadas en el centro de mecanizado de la Universidad Santo Tomás Sede central.

Para empezar el presente estudio se realizó una conceptualización completa y bien estructurada sobre los factores que afectarían el desarrollo de un mecanizado enfatizándose en procesos de fresado CNC. Posteriormente se desarrolló un procedimiento experimental con el fin de obtener datos relevantes que pudieran evidenciar la dinámica presente en el sistema máquina herramienta – portaherramientas – herramienta de corte.

Para realizar una correcta toma de datos, se determinó el método apropiado para cada caso (profundidad de corte y frecuencia), teniendo en cuenta análisis de investigaciones de la comunidad académica en los cuales se basaban en su montaje y la capacidad de los equipos, para captar los datos de la mejor manera, y así poder realizar los respectivos análisis y generar conclusiones.

Finalmente se analizaron todos los datos obtenidos, y se generaron conclusiones sobre la influencia de la dinámica del sistema en el proceso. El estudio se desarrolló para acero AISI 1045.

INTRODUCCIÓN

En Colombia la industria metalmecánica no es competitiva en comparación con otros países industrializados, hay aspectos importantes que generan el avance y competitividad que presentan otros países respecto a Colombia, entre los que se encuentran el desarrollo de la ciencia de los materiales, el estudio amplio de técnicas eficientes de manufactura y la rigidez del sistema máquina herramienta-portaherramientas-herramienta de corte para mejorar la precisión del mecanizado.

Estos avances en los procesos de mecanizado van de la mano con el desarrollo de nuevas tecnologías, las cuales representan grandes inversiones a la hora de ser implementadas y no son vistas como factibles en nuestro país, debido a la falta de conocimiento sobre el tema y su beneficio a futuro. En el caso de los procesos de fresado, se han creado técnicas de manufactura con el fin de extender la vida útil de la herramienta, disminuir tiempos de proceso y reducir costos. Para el desarrollo de estas técnicas se ha implementado el mecanizado de alta velocidad principalmente, ya que constituye un paso importante hacia el mecanizado en óptimas condiciones y la posibilidad de mecanizar algunos materiales como el aluminio y magnesio a altas velocidades de corte y altos avances [1].

Para generar dichas estrategias o técnicas de manufactura eficientes, se tienen en cuenta prácticas experimentales de mecanizado donde se evalúa la precisión de la máquina basándose en las vibraciones, alineación máquina-portaherramientas-herramienta de corte, tipo de sujeción y herramientas de corte empleadas, acabados superficiales, velocidades tanto del husillo como de avance y propiedades del material a mecanizar. Todo este conocimiento obtenido es la base para desarrollar técnicas de manufactura eficientes en varias operaciones y con configuraciones apropiadas de montaje tanto del material de trabajo como del sistema de sujeción.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Las máquinas herramienta han representado un importante logro en el desarrollo industrial a nivel mundial con sus procesos particulares de mecanizado. Gracias al avance de la tecnología, se ha permitido la producción de máquinas herramienta cada vez más eficientes y precisas[1]. A medida que se incrementan los requerimientos y especificaciones en el desarrollo de productos en la industria, estos requieren de procesos de fabricación con mejor acabado superficial y tolerancias geométricas y dimensionales de mayor precisión. Lo anterior se logra en la actualidad debido al desarrollo de nuevos y mejores materiales para las herramientas[2], sistemas más rígidos de sujeción[3], controles numéricos más precisos, e implementación de tecnologías CAD/CAM[4].

Así mismo el desarrollo de máquinas herramienta más robustas, compactas, con capacidad de mecanizado desde 3 hasta 5 ejes, y con amplia disponibilidad de realizar multitareas[5], han permitido la concepción, diseño y fabricación de piezas de mayor complejidad, con menores tiempos de producción[6]. Estas características se han logrado por la implementación de técnicas de mecanizado eficaz, dentro de las que se resaltan estrategias como el fresado trocoidal[7], desbaste por penetración[8], mecanizado 3+2, entre otros[9], que permiten aprovechar mejor las cualidades de las máquinas herramienta, entre ellas sus altas velocidades de giro de husillo las cuales influyen directamente en el avance. Un aspecto importante que se presenta en el mecanizado de alta velocidad, es el tener que proporcionar la rigidez suficiente para garantizar la firmeza de la herramienta.

Es importante conocer los efectos de las vibraciones presentes durante el proceso, ya que de su magnitud dependerá el acabado superficial de la pieza a mecanizar, la vida útil de la herramienta y un dimensionamiento preciso del producto[10]. A medida que se han desarrollado mejores sistemas de sujeción y acoples, estos aspectos han mejorado considerablemente. Analizar vibraciones de un sistema máquina herramienta – portaherramientas – herramienta de corte, respecto a las profundidades de corte máximas de trabajo y al acabado superficial obtenido, puede ayudar a determinar el portaherramientas indicado para diferentes estrategias de mecanizado eficaz, teniendo en cuenta que el elemento principal es el portaherramientas, ya que de la rigidez de su sujeción depende la precisión del mecanizado.

Conocer la dinámica presente en dicho sistema ayuda a entender que parámetros pueden mejorarse en cada proceso. En un estudio completo sobre dinámica de portaherramientas se debe tener en cuenta el tipo de sujeción que tienen, estudios similares y las características del material de trabajo, se debe garantizar con rigurosidad la alineación del eje de rotación tanto del portaherramientas respecto del husillo, como de la herramienta de corte respecto del portaherramientas, con el fin de evitar cualquier desviación entre los tres elementos mencionados y afectar la precisión del mecanizado[11] y la toma de datos, para su respectivo análisis.

2. OBJETIVOS

2.1 GENERAL

Evaluar experimentalmente el comportamiento dinámico de diferentes tipos de sujeción de herramientas de corte que permitan evidenciar su influencia en el proceso de fresado CNC y su respuesta ante estrategias de mecanizado eficaz.

2.2 ESPECÍFICOS

- Definir el marco conceptual y experimental para la evaluación del comportamiento dinámico de herramientas de corte en procesos de fresado bajo condiciones de mecanizado eficaz.
- Desarrollar una fase experimental que permita la evaluación del comportamiento dinámico de diferentes tipos de sujeción de herramientas de corte en proceso de fresado CNC.
- Evaluar la influencia del comportamiento dinámico de diferentes tipos de sujeción de herramientas de corte para la implementación de estrategias de fresado CNC bajo condiciones de mecanizado eficaz

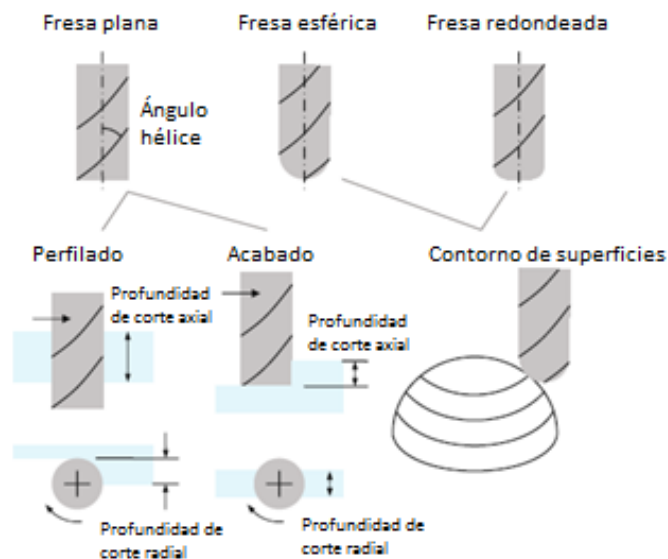
3. ESTADO DEL ARTE

3.1 CARACTERÍSTICAS DE HERRAMIENTAS PARA FRESADO

Las herramientas de corte y los portaherramientas están disponibles en muchas variedades que se adaptan a aplicaciones específicas, tales como fresados de perfil, de acabado, de contorno de superficies y de desbaste. Las fresas pueden clasificarse de acuerdo a su geometría en la punta de la herramienta, ya sea plana, esférica o redondeada (Figura 1). Las fresas de punta plana tienen una forma cilíndrica con un pequeño radio en el extremo, de manera que el perfil realmente es rectangular. Las fresas con punta esférica son realmente semiesféricas para permitir el contorno de cavidades interiores y exteriores[12]. En cuanto a las fresas con una geometría redondeada en su punta, tienen mayor radio respecto a las fresas planas y no son totalmente semiesféricas.

Las fresas pueden tener los filos de corte directamente en el cuerpo (no indexables) o en insertos reemplazables que se sujetan al cuerpo de la misma (fresa indexables). Los materiales típicos para las fresas no indexables incluyen acero rápido y metales endurecidos, mientras que las fresas indexables tradicionalmente utilizan los insertos de acero con carburo de silicio o plaquitas de cerámica. Los recubrimientos se aplican a menudo en capas únicas o múltiples con el fin de mejorar la vida de útil del filo de corte[12], para ambos casos.

Figura 1. Ejemplos de fresado y geometrías de herramientas de corte



Fuente: [12].

Para cualquiera de los dos tipos de fresas, el borde de corte no es usualmente paralelo al eje de rotación de la herramienta, sino que cuenta con una inclinación que ayuda a aliviar la presión en el filo de corte durante el proceso y también permite aprovechar un filo de corte más largo.

3.2 SISTEMAS DE SUJECCIÓN DE HERRAMIENTAS PARA FRESADO

Los sistemas de sujeción son sistemas de acople entre el husillo y la herramienta de corte, comúnmente usados en el proceso de fresado. Son sistemas fabricados con el objetivo de sujetar la herramienta de corte con gran rigidez y permitir el cambio de herramientas con facilidad. En los procesos de manufactura por arranque de viruta es muy importante encontrar el equilibrio y la rigidez necesaria en el sistema máquina herramienta - portaherramientas - herramienta de corte para mejorar la vida útil de cada uno de los componentes del sistema. Para montar estos tres elementos se debe tener en cuenta el tipo de ajuste que tienen y las características del material de trabajo (Figura 2). Los sistemas de sujeción se caracterizan según el cono portaherramientas [14].

Figura 2. Ejemplo de sistemas de sujeción con ajuste hidráulico



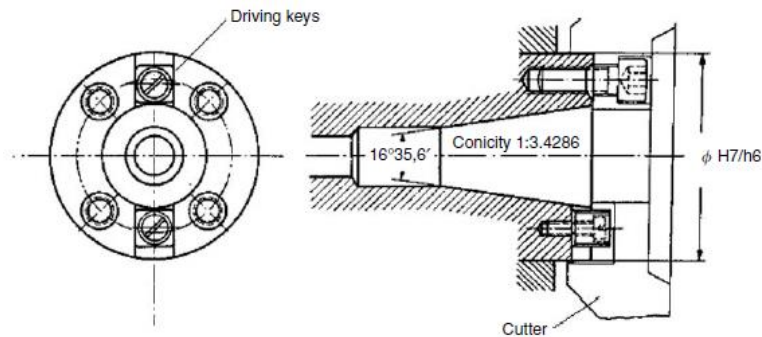
Fuente: www.mapal.com.

Los conos portaherramientas son accesorios de máquina que se emplean para la fijación de herramientas de corte[15], a medida que se han ido desarrollando mejores sistemas de sujeción y acoples, aspectos como la vida útil de la herramienta y la precisión de corte de la máquina herramienta han mejorado considerablemente.

Los conos portaherramientas se aseguran al husillo, y por el otro lado cuentan con diferentes sistemas de ajuste que se encargan de asegurar la herramienta de corte. Las fresas para mecanizados frontales se montan directamente en la brida del eje y se fijan a la brida con cuatro tornillos, mientras que la rotación se transmite a la

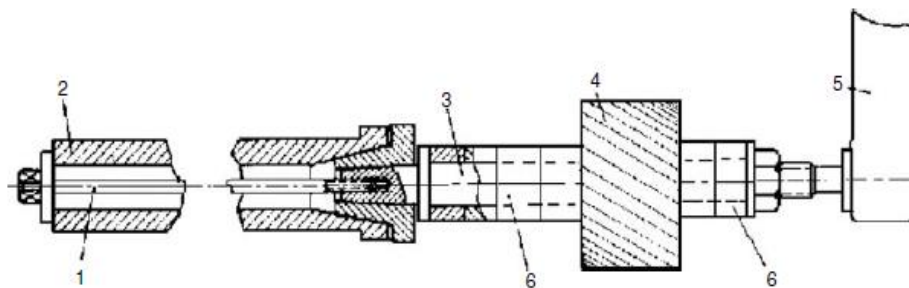
herramienta de corte a través cuñas de conducción sobre el eje (Figura 3). Fresas de planeado y contorno se montan en un árbol cuyo mango cónico está elaborado de forma que apriete en la parte inferior del cono (Figura 4)[16].

Figura 3. Cono típico en husillo de máquina de fresado



Fuente: [16].

Figura 4. Sistemas máquina herramienta – portaherramientas - herramienta de corte de una máquina de fresado.

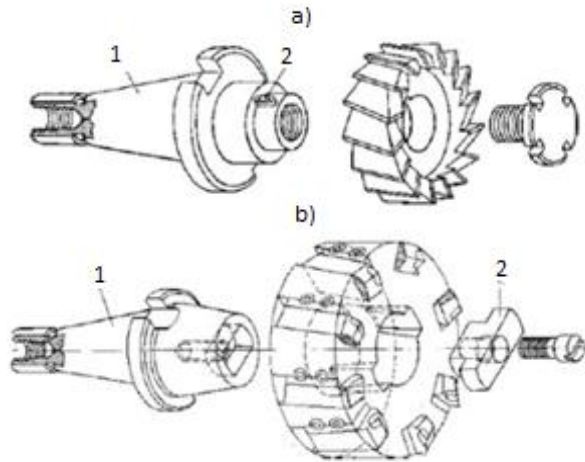


(1) Perno de fijación, (2) Cono de sujeción, (3) Longitud del árbol, (4) Herramienta de corte, (5) Soporte y (6) collarín.

Fuente: [16]

El sistema mostrado (Figura 5) se utiliza en las máquinas de fresado de mesa dúplex (gran tamaño). En el final del eje la fresa, las herramientas de corte son accionadas ya sea por una chaveta (a), o una llave de fijación (b). Las fresas de acabado, fresas con ranura en T y otras fresas de vástagos cónicos se aseguran con un perno de tracción directamente la parte inferior del husillo por medio de adaptadores (Figura 6). Las herramientas de corte de vástago recto son sostenidas por mandriles.

Figura 5. Sistemas de sujeción



(a) Con chaveta y (b) Con llave de sujeción

Fuente: [16].

Figura 6. Montaje para vástagos



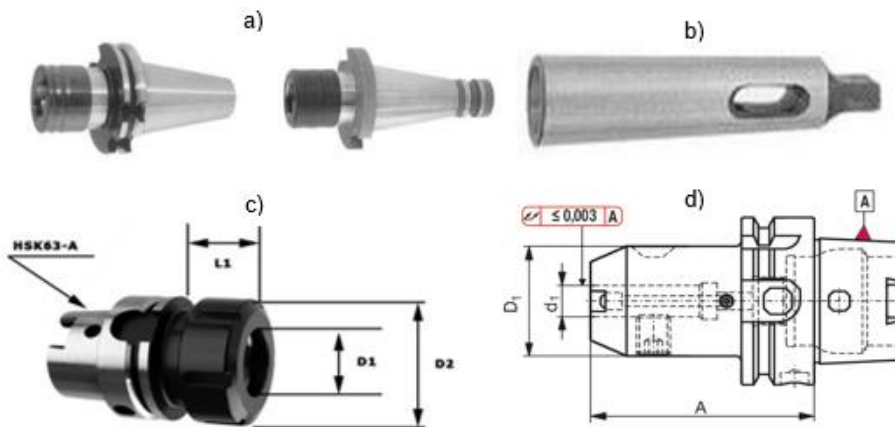
(a) Cónicos y (b) Rectos

Fuente:[16].

Los mangos cónicos de los portaherramientas son normalizados por estándares internacionales ISO, DIN, NT y ANSI, entre otros, teniendo en cuenta principalmente los diámetros del cono, su longitud, aplicación y nivel de sujeción. Esto se hace principalmente para que las formas y tamaños de los conos coincidan con el acoplamiento del husillo que también esta normalizado bajo los estándares internacionales mencionados anteriormente. Los conos comúnmente usados son clasificados según el estándar internacional con el que se halla fabricado, la aplicación, el tipo de ajuste y su dimensionamiento[17].

- **Cono ISO (Métrico).** Son conos estandarizados por ISO y por la norma alemana DIN, (Figura 7a). Dichos estándares son válidos para maquinas convencionales y centros de mecanizado. Para la estandarización ISO, la norma 73881 indica las dimensiones de los conos-portaherramientas con una proporción 7/24 que hace referencia a que por cada 24 unidades de longitud, aumentarán 7 unidades en el ancho del cono. A diferencia de los conos morse los conos ISO presentan mayor conicidad[15] a pesar de tener la misma aplicación. La norma ISO también tiene en cuenta la forma del vástago A, AD, AF, U, UD y UF (con dos posibles adiciones para cada uno), que se usa en máquinas en las cuales el cambio de herramienta es de forma automática. Estas herramientas están diseñadas con las dimensiones de acople precisas para husillos según la norma ISO 9270.

Figura 7. Conos de sujeción



a) ISO, b) Morse c) HSK y d) Weldon

Fuente: [15], www.tz-herramientas.org y www.toolingcenter.com.

- **Cono Morse.** Son útiles capaces de fijar y sujetar herramientas a las máquinas para poder trabajar con ellas (Figura 7b). Muchas máquinas herramienta llevan en los husillos alojamientos llamados conos morse en los cuales alojan las herramientas de corte; estos alojamientos están normalizados en conicidad y longitud, con el fin de que las herramientas que se alojen en ellos sean intercambiables[15]. Son fabricados en acero duro y templado y se les denomina por números según sus dimensiones.
- **Cono HSK.** Cuenta con grandes niveles de precisión y rigidez, es muy robusto y tiene una estructura y fabricación muy sencillas (Figura 7c). El HSK se ha impuesto en el segmento de las herramientas rotativas, tanto en centros de mecanizado con cambiadores automáticos de herramienta como en máquinas especiales y líneas de transferencia con sistemas manuales de

sujeción de herramientas. La precisión de concentricidad y de cambio del cono, combinada con la rigidez obtenida del asiento sobre una superficie plana, cumplen los requisitos necesarios para que las herramientas de precisión modernas puedan trabajar bajo parámetros exigentes de corte[18].

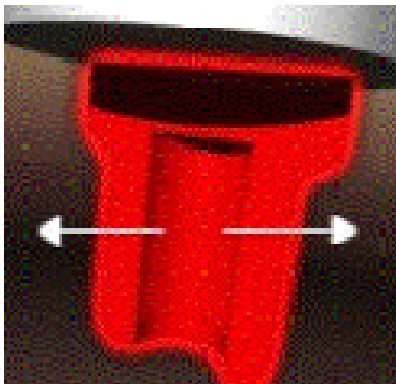
- **Cono Weldon.** Son adaptadores que poseen una superficie plana interna para poder fijar la unión con un tornillo prisionero (Figura 7d).

3.3 AJUSTES DE CONOS PORTAHERRAMIENTAS

Los ajustes del portaherramientas se refiere al método que se emplea para garantizar la fijación de la herramienta de corte en el portaherramientas, comúnmente suelen usar ajuste térmicos, mecánicos e hidráulicos según la aplicación.

- **Ajustes térmicos.** El portaherramientas se somete a un proceso de calentamiento, con lo que aumenta el diámetro interior por dilatación (Figura 8). Una vez dilatado se introduce la herramienta, y tras el subsiguiente proceso de contracción queda sujeta la herramienta. Esta opción es la más recomendada, pero actualmente también es la más compleja y cara, ya que obliga a disponer de un portaherramientas por diámetro de herramienta, y un dispositivo térmico auxiliar para la sujeción[19].

Figura 8. Ajuste térmico común



Fuente: [13].

- **Ajustes mecánicos.** En los ajustes mecánicos se tiene prisioneros y pinzas colapsibles las cuales son muy conocidos por su variedad de medidas y economía respecto a los otros ajustes. Este tipo de ajuste es el conocido universalmente como ajuste de tuerca y pinza (porta-pinzas). En el caso de una tuerca de gran apriete, la pinza es cilíndrica, en cambio, en el caso

tradicional, de una tuerca normal, la pinza es cónica. Las pinzas colapsibles (Figura 9) permiten cierta flexibilidad en el sistema así que no son recomendables para procesos que requieran alta precisión en las tolerancias y buenos acabados superficial[19]. Los conos Weldon por ejemplo poseen superficies planas que sirven como base para apretar un tornillo de fijación, lo que lo hace también un cono con ajuste mecánico.

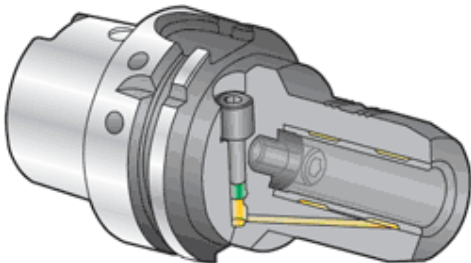
Figura 9. Juego de boquilla ISO 40 de 15 pinzas colapsibles



Fuente: www.maquicenter.cl.

- **Ajustes hidráulicos.** Son elementos de sujeción que operan con la fuerza ejercida por un líquido, el cual es impulsado por un tornillo de apriete para generar la presión necesaria en la sujeción (Figura 10), a pesar de que la presión es generada en los 360 grados del cono, no es una opción muy recomendable para altas revoluciones, ya que su limitada rigidez provoca un aumento del salto radial de la herramienta[19].

Figura 10. Cono de sujeción hidráulico



Fuente: www.secotools.com.

3.4 ESTRATEGIAS EFICIENTES DE MANUFACTURA

En camino hacia una planificación eficiente de procesos de manufactura, es muy importante la selección de una estrategia de mecanizado adecuada, la estrategia de mecanizado establece el modo de trabajo de una herramienta en una operación determinada. Por lo general, los inconvenientes que aparecen en el mecanizado pueden ser diversos y van a depender del material de la pieza de trabajo, la geometría, la precisión dimensional y el acabado superficial[20]. Se puede deducir que cada operación presenta sus propias dificultades particulares, las cuales conviene minimizar utilizando estrategias de mecanizado concretas en cada caso en las cuales los parámetros de corte del proceso sean los más adecuados (ap, RPM, F, sistema de sujeción, entre otros).

- **Mecanizado de Alta Velocidad (MAV).** Consiste en la optimización del mecanizado teniendo en cuenta las limitaciones debidas al material a mecanizar y las capacidades del sistema máquina herramienta-portaherramientas-herramienta de corte que puedan estar disponibles. Esto puede suponer mecanizar a velocidades de corte entre 5 y 10 veces superiores a las que se utilizan de manera convencional para cada material. Podemos considerar que con el mecanizado de alta velocidad se ha dado un paso importante hacia el mecanizado óptimo de cada material[13].

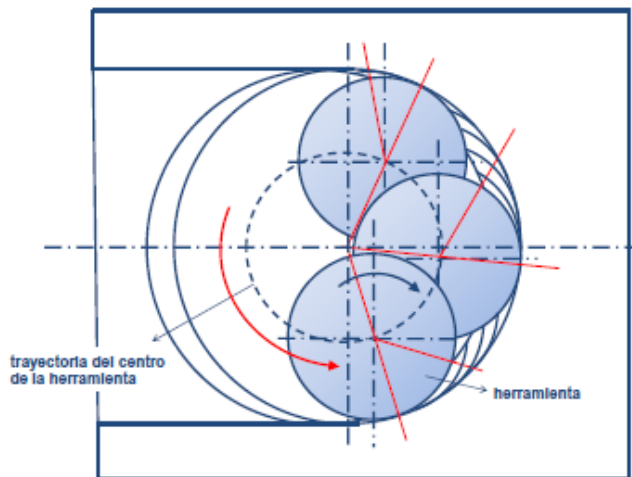
En el mecanizado de alta velocidad se tiende a sustituir las pasadas de gran profundidad a baja velocidad de corte, por muchas pasadas rápidas con bajas profundidades de corte, obteniendo un considerable aumento en la viruta desalojada. Las altas velocidades de corte disminuyen las fuerzas de corte gracias a espesores de viruta cada vez más pequeños lo cual se ve reflejado en la vida útil de la máquina herramienta, el portaherramientas y la herramienta de corte[13].

- **Mecanizado trocoidal.** Esta técnica se utiliza cuando se mecanizan materiales de elevada dureza en operaciones comúnmente de ranurado. La herramienta de corte recorre una trayectoria trocoidal para mecanizar una ranura de diámetro mayor al de la herramienta. El arco de corte es pequeño al igual que su variación durante el mecanizado, por tanto las fuerzas de corte que actúan sobre la herramienta de corte se reducen (Figura 11). Con esta estrategia se permite aumentar la velocidad de arranque de viruta sin riesgo para la herramienta debido a que esta no llega a cortar nunca con todo su diámetro de corte[20].
- **Mecanizado 3+2.** El mecanizado 3+2 es una técnica por medio de la cual un programa de fresado de tres ejes se ejecuta con la herramienta de corte bloqueada en una posición inclinada usando los dos ejes rotativos de una máquina de cinco ejes; de ahí su nombre: mecanizado 3+2. También es llamado “mecanizado de cinco ejes posicional”, porque el cuarto y el quinto eje se usan para orientar la herramienta de corte en una posición fija, más

que para manipular la herramienta continuamente durante el proceso de mecanizado. Esto distingue el mecanizado 3+2 del mecanizado continuo o simultáneo en cinco ejes.

La principal ventaja del mecanizado 3+2 es que permite el uso de una herramienta de corte más corta y más rígida de lo permitido por el mecanizado convencional en tres ejes. Con el 3+2, el cabezal de husillo puede bajarse más cerca de la pieza de trabajo con la herramienta en ángulo hacia la superficie. Una herramienta más corta permite mayores avances y velocidades con menor deflexión de la herramienta. Esto significa que pueden lograrse un buen acabado superficial y resultados dimensionales más precisos en un tiempo de ciclo más corto[21].

Figura 11. Mecanizado Trocoidal.



Fuente: [20]

- **Desbaste por penetración.** El desbaste por penetración usa tasas de alimentación moderadas, combinadas con pases que se llevan a cabo sólo a lo largo del eje $-Z$ (Figura 12). La esencia del desbaste por penetración es que el material no se mecaniza suave y continuamente, como puede hacerse a lo largo del plano $X-Y$. Más bien, se retira sólo a través de avances y retracciones.

Lo mejor del desbaste por penetración es que no necesita una máquina-herramienta nueva para hacerlo muy bien. De hecho, el proceso puede ser mejor en máquinas viejas. No se requieren capacidades como velocidades altas e interpolación precisa. Si la máquina puede taladrar, puede desbastar por penetración[22].

Figura 12. Desbaste por penetración.

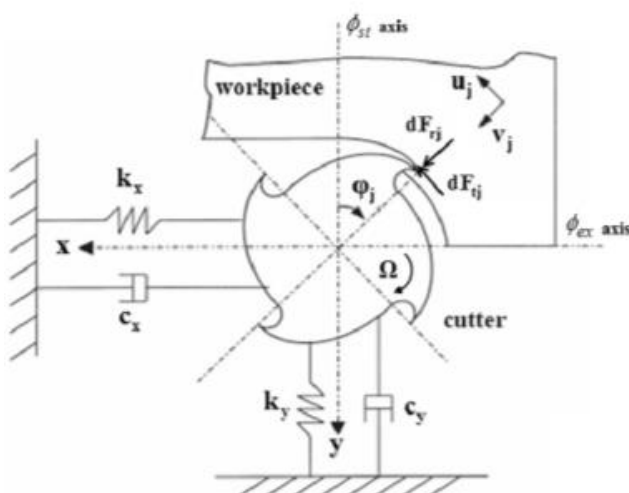


Fuente: [22]

3.5 VIBRACIONES EN PROCESOS DE FRESADO CNC

Las vibraciones son la respuesta a fuerzas fluctuantes que se desarrollan en cortos periodos de tiempo, estas vibraciones se definen como movimientos oscilatorios de una partícula o cuerpo alrededor de una posición de reposo. En los procesos de fresado se presentan estas vibraciones como resultantes de las fuerzas de corte (Figura 13), vibraciones de los motores, sistemas de transmisión y grandes velocidades de rotación del husillo[23].

Figura 13. Modelo dinámico del fresado



Fuente: [24].

Las vibraciones durante procesos de fresado son un tipo de vibración auto-excitada que pueden convertirse en una limitación común a la productividad y la calidad de la pieza. Por esta razón, ha sido un tema de interés industrial y académico en el sector manufacturero durante muchos años. Una gran cantidad de investigación se ha llevado a cabo desde finales de 1950 para resolver el problema de las vibraciones durante procesos de fresado. Los investigadores han estudiado la forma de detectar, identificar, evitar, prevenir, reducir, controlar o suprimir dichas vibraciones auto-excitadas[10]. Son comúnmente conocidas como vibraciones tipo “Chatter”, aunque en este documento se denominaran vibraciones en fresado.

Las vibraciones en procesos de fresado son un tema muy importante en investigación, por dos factores principales: la complejidad del fenómeno hace que su estudio y su comprensión no sea trivial; y también los efectos negativos que se han presentado en la solución de este problema. Con respecto al primer factor, la vibración en procesos de fresado es un fenómeno muy complejo, debido a la diversidad de elementos que pueden componer el sistema dinámico y su comportamiento: la herramienta de corte, la sujeción de la herramienta, el material de pieza de trabajo, la estructura de la máquina herramienta y los parámetros de corte. Predecir su ocurrencia es todavía objeto de mucha investigación, a pesar de que el efecto regenerativo de la vibración, la causa principal, ya fue identificado y estudiado por muchos autores a través de la historia[10].

La aparición de estas vibraciones tiene varios efectos negativos:

- Baja calidad de la superficie maquinada
- Ruido excesivo
- Desgaste de la herramienta desproporcionada
- Daños en la misma máquina
- Reducción de la tasa de eliminación de material (MRR)
- El aumento de los costos en términos de tiempo de producción
- Impacto ambiental en términos de materiales y energía
- Los costos de reciclaje, recuperación o partes finales no válidos de dumping a los puntos de reciclaje

Debido a esto y en vista de la necesidad creciente 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, y a su vez, desarrollar distintas técnicas para reducir los efectos de las vibraciones durante el proceso de fresado[23].

Las vibraciones durante el fresado generalmente se clasifican en dos categorías: primarias y secundarias. Las primarias puede ser causadas por el proceso de corte en sí (es decir, por la fricción entre la herramienta y la pieza de trabajo, por los efectos termomecánicos en la formación de viruta o por el modo de acoplamiento del sistema) [10].

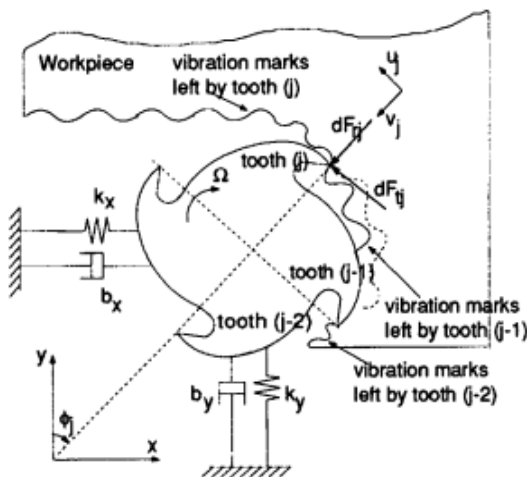
- **Vibraciones en fresado por fricción.** Se producen debido a la fricción de la viruta cuando se desliza sobre la herramienta durante el corte [25].

- **Vibraciones en fresado por efecto termomecánico.** Se producen debido a la temperatura y la velocidad de deformación del material en la zona de deformación plástica [10].
- **Vibraciones en fresado por acoplamiento del sistema.** Se producen cuando existen vibraciones por exceder las capacidades del sistema, desalineación del sistema o un mal montaje del mismo.

Las vibraciones secundarias pueden ser causadas por la regeneración de la ondulación de la superficie de la pieza. Este efecto regenerativo es la causa más importante de las vibraciones durante el fresado.

Este efecto es la forma más común de la vibración auto-excitada. Puede ocurrir a menudo porque la mayoría de las operaciones de corte de metal implican cortes superpuestos que pueden ser una fuente de amplificación de la vibración. Las vibraciones de corte dejan una superficie ondulada (Figura 14). En el fresado del siguiente diente, corta la superficie ondulada anterior y genera una nueva superficie ondulada. El espesor de la viruta y , por lo tanto, la fuerza sobre la herramienta de corte varía debido a la diferencia de fase entre la onda dada por los dientes anteriores (en la transformación es la superficie que queda después de la revolución anterior) y la onda dada por los actuales [26]. Dependiendo del cambio de fase entre las dos ondas sucesivas, el espesor de la viruta puede crecer de forma exponencial, generando grandes fuerzas de corte que se ven reflejadas en vibraciones durante el proceso de fresado que están cerca, pero no iguales, a algún modo de vibración dominante del sistema máquina herramienta-portaherramientas-herramienta de corte. Las vibraciones crecientes podrían acercarse lo suficiente a la frecuencia natural del sistema y hacerlo colapsar[27], ya que el factor de amplificación de la onda tendería al infinito y se presentaría el fenómeno conocido como resonancia [28].

Figura 14. Modelo dinámico de las vibraciones regenerativas del fresado



Fuente: [26].

3.6 MEDICIÓN DE VIBRACIONES EN MÁQUINAS HERRAMIENTA

La medición y análisis de vibraciones es utilizado, en conjunto con otras técnicas, en todo tipo de industrias como técnica de diagnóstico de fallas y evaluación de la integridad de máquinas y estructuras. En el caso de los equipos rotatorios, la ventaja que presenta el análisis vibratorio respecto a otras técnicas como tintas penetrantes, radiografía, ultrasonido, etc., es que la evaluación se realiza con la máquina funcionando, evitando con ello la pérdida de producción que genera una detención.

La mayoría de los sistemas mecánicos son sometidos a diferentes tipos de carga. Los sistemas mecánicos como máquinas rotativas no tienen una rigidez infinita y tienen varios grados de flexibilidad a varias frecuencias (frecuencias naturales). Cuando estas frecuencias son alcanzadas se generan vibraciones de respuesta del sistema que dependen de la naturaleza de las cargas presentes, además de las características dinámicas de su estructura mecánica, las cuales son difíciles de predecir[29]. A continuación se muestran las unidades en las que se puede encontrar la amplitud de vibración según cada función (Tabla 1).

Tabla 1. Unidades de la amplitud

	Descripción	Unidades
DESPLAZAMIENTO	Micrómetros pico a pico	μm p-p
	Milésimas de pulgada pico a pico	mils" p-p
VELOCIDAD	Milímetro sobre segundo RMS	mm/s RMS
	Pulgadas por segundo pico	ips
ACELERACIÓN	Múltiplos de la gravedad	g 's RMS
	Metros sobre segundo cuadrado	m/s^2

Fuente:[23].

Para la selección adecuada del sensor de vibración se debe considerar, valor de la amplitud a medir, temperatura de la superficie a medir y fundamentalmente el rango de las frecuencias a medir (Tabla 2).

Tabla 2. Rango de frecuencias de transductores de vibración

Tipo de transductor	Rango típico de frecuencia (Hz)
Desplazamiento sin contacto	0 - 10.000
Desplazamiento con contacto	0 - 150
Velocímetro sísmico	10 - 1.000
Acelerómetro de uso general	2 - 7.000
Acelerómetro de baja frecuencia	0.2 - 2.000

Fuente: [23].

En el caso de mediciones en operación, como procesos de mecanizado, las etapas requeridas para medir y/o analizar una vibración, son:

- Etapa transductora.
- Etapa de acondicionamiento de la señal.
- Etapa de análisis y/o medición.
- Etapa de registro.

3.6.1 Etapa transductora. Es la etapa en la que el transductor, el cual es un dispositivo electrónico que sensa una magnitud física en este caso la vibración, la convierte en una señal eléctrica (voltaje) proporcional a la magnitud medida[23]. Existen varios tipos de transductores, con o sin contacto, para desplazamiento, velocidad y aceleración, entre otros.

- **Sensor desplazamiento sin contacto** (Figura 15a). Son aquellos sensores que miden el movimiento de un cuerpo o partícula, sin tocarla. El transductor capta señales por medio de láser, campos magnéticos y sistemas de luz infrarrojas[30].
- **Sensor de velocidad** (Figura 15b). Estos sensores miden la velocidad que anima a la partícula, equivalente a la derivada primera del desplazamiento con respecto al tiempo, no necesitan contacto con el objeto a medir y son fáciles de utilizar.
- **Sensor de aceleración** (Figura 15c). Los acelerómetros, están diseñados para realizar mediciones de aceleración de vibración, proporcionando una señal eléctrica según la variación física, en este caso la variación física es la aceleración de vibración. Los rangos de medida son diversos, desde 1 hasta miles de gravedades ($1 \text{ gravedad} = 9,81 \text{ m/s}^2$). Respecto al rango de frecuencia disponible, hay acelerómetros que parten de 0 Hz, para medición de bajas frecuencias, hasta acelerómetros que llegan hasta los miles de Hz para altas frecuencias de vibración. Comúnmente se utilizan acelerómetros piezoeléctricos para medir la vibración de máquinas. Se prefieren por su reducido tamaño, alto rango de medición de frecuencias, confiabilidad durante largos periodos de servicio y robustez. Cuando se utiliza un acelerómetro como detector de vibración, la velocidad y desplazamientos se pueden obtener de los integradores construidos internamente en el analizador. Por lo tanto, el usuario puede seleccionar entre aceleración, velocidad y desplazamiento como parámetro de monitoreo.

Figura 15. Transductores

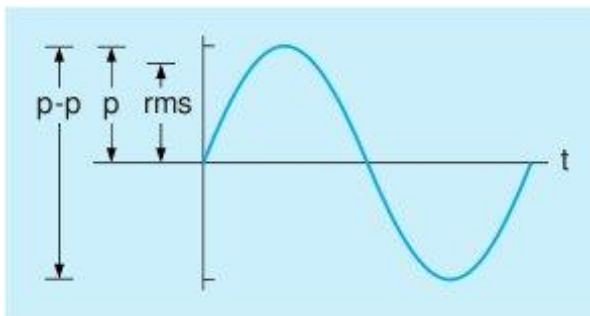


a) Sensor láser de desplazamiento, b) Sensor de velocidad sin contacto, c) Sensores de aceleración

Fuente: [30], www.integracionycontrol.com y www.sensores-de-medida.es.

3.6.2 Etapa de acondicionamiento de la señal. Esta etapa consiste en preparar la señal que sale del transductor para que pueda ser medida adecuadamente. Esto contempla en algunos casos, dependiendo del tipo de transductor, filtraje, integración, amplificación o demodulación. Una vez acondicionada la señal ésta puede ser medida o analizada. La adecuación de la señal puede ser programada directamente en el equipo de medición, ya sea un medidor o un analizador de vibraciones. Un medidor de vibraciones es un instrumento que mide el valor pico, pico a pico o RMS de la vibración (Figura 16). Los valores pico representan la amplitud de la vibración desde el valor 0, hasta el valor máximo de la onda. Los valores pico a pico son la amplitud de onda entre una cresta y un valle, y los valores RMS son las amplitudes que simplifican el análisis, de manera que convierten la señal de entrada que es de corriente alterna, a una señal equivalente pero en este caso de corriente directa[31].

Figura 16. Medidas de amplitud.



Fuente: www.sinais.es

Un analizador de vibraciones (Figura 17), además de realizar las mediciones mencionadas anteriormente, es un instrumento que realiza análisis espectral[23], en el cual se realiza una separación de la energía de la señal en bandas de frecuencia por medio de un conjunto de filtros.

Los analizadores en tiempo real son especialmente útiles para monitorear la salud de la maquinaria, puesto que se puede observar un cambio en el espectro de ruido o de vibración al mismo tiempo que ocurre un cambio en la máquina. Hay dos tipos de procedimientos de análisis de tiempo real: el método de filtración digital, y el método de la transformada rápida de Fourier[32], conocida comúnmente como FFT de sus siglas en inglés (“Fast Fourier Transform”).

El método de filtración digital es más adecuado para el análisis de ancho de banda de porcentaje constante, el método FFT para el análisis de ancho de banda constante. Antes de analizar la diferencia entre los dos métodos, primero se analizará el componente básico de un analizador de espectro, es decir, el filtro pasa banda.

- **Filtro pasa banda.** Un filtro pasa banda es un circuito que permite el paso de componentes de frecuencia de una señal dentro de una banda de frecuencia y rechaza todos los demás componentes de frecuencia de la señal. Hay dos tipos de filtros pasa banda que se utilizan en el análisis de señales: el filtro de ancho de banda de porcentaje constante y el filtro de ancho de banda constante. Para un filtro de ancho de banda de porcentaje constante la relación del ancho de banda a la frecuencia central es una constante. Los filtros de una octava, media octava y de un tercio de octava, son ejemplos de filtros de ancho de banda de porcentaje constante.

Figura 17. Analizador de vibraciones Svan 956

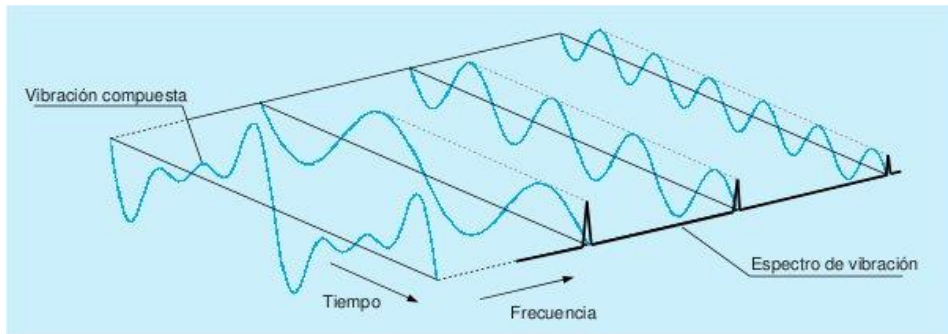


Fuente: www.acu-vib.com.au.

- **Transformadas tiempo-frecuencia.** La señal o espectro de frecuencia en el dominio de la frecuencia es una curva de la amplitud de la respuesta de

vibración contra la frecuencia y se puede derivar por medio del análisis de Fourier digital rápido de la forma de onda en el dominio del tiempo. El espectro de frecuencia proporciona información valiosa con respecto a la condición de una máquina. La respuesta de vibración de una máquina depende no sólo de sus componentes sino también por su ensamble, montaje e instalación[32]. Existe entonces la necesidad de un análisis que describa mejor las señales. Esto se consigue con las distribuciones o transformadas tiempo-frecuencia[33]. Las transformadas tiempo-frecuencia son análisis tridimensionales amplitud-tiempo-frecuencia (Figura 18), es decir, se agrega una nueva dimensión (el tiempo) a la clásica FFT[23].

Figura 18. Transformada Amplitud vs Tiempo vs Frecuencia



Fuente: [www.sinais.es/Recursos/Curso vibraciones/fundamentos/transformada_fourier.html](http://www.sinais.es/Recursos/Curso_vibraciones/fundamentos/transformada_fourier.html)

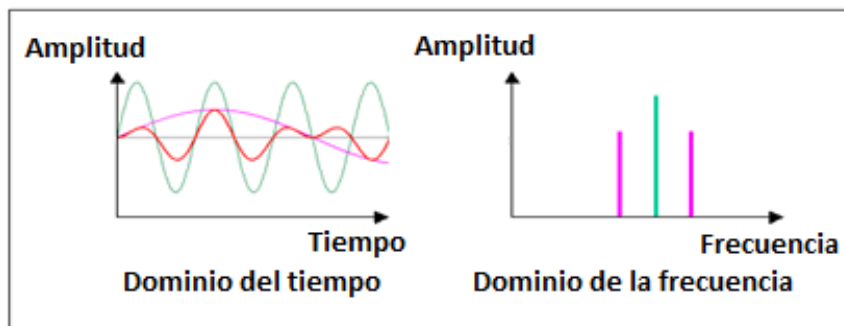
3.6.3 Etapa de análisis de señales. En el análisis de señales se determina la respuesta de un sistema sometido a una excitación conocida y se presenta en una forma conveniente. Suele suceder que con el tiempo la respuesta de un sistema no proporcione mucha información útil. Sin embargo, la respuesta de frecuencia mostrará una o más frecuencias separadas entorno a las cuales se concentra la energía. Como por lo común se conocen las características dinámicas de los componentes individuales del sistema, se puede relacionar los distintos componentes de frecuencia (de la respuesta de frecuencia) con componentes específicos[32].

Un tipo de análisis que comúnmente se utiliza es la FFT. Recibe señales de voltaje analógicas (que representan desplazamiento, velocidad, aceleración, deformación o fuerza) desde un amplificador de acondicionamiento de señales, filtro, o digitalizador para realizar cálculos. Calcula los espectros de frecuencia discretos de señales individuales así como los espectros cruzados entre las señales de entrada y las diferentes señales de salida. Las señales analizadas se pueden utilizar para determinar las frecuencias naturales, relaciones de amortiguamiento y modos en forma numérica o gráfica[32].

El objetivo del análisis de vibraciones es poder conocer el máximo de información relevante que pueda determinar el comportamiento dinámico del elemento que esté siendo medido. Para esto existen diferentes técnicas de análisis tanto en el dominio tiempo como en el dominio de frecuencia, las cuales tienen sus propias ventajas para algunas aplicaciones en particular. En el análisis de vibraciones se destacan las variables frecuencia y amplitud de onda ya que pueden dar idea sobre el comportamiento dinámico de un sistema.

- **Gráfica Amplitud vs Tiempo.** La gráfica de amplitud contra tiempo permite conocer el tamaño de las ondas. Se puede determinar en función de la velocidad, desplazamiento y aceleración de la onda (Figura 19).
- **Gráfica Amplitud vs Frecuencia.** La gráfica amplitud contra frecuencia indica cuantos ciclos por segundo encontramos en determinada señal y es una guía de cuantas ondas posee la señal y de qué tamaño (amplitud) son (Figura 19).

Figura 19. Amplitud vs Tiempo y Amplitud vs Frecuencia



Fuente: [32].

3.7 ANTECEDENTES EXPERIMENTALES

Se realizó una revisión bibliográfica (Tabla 3) con el fin de ayudar a crear un marco conceptual, además de definir la forma de estudiar el comportamiento dinámico durante procesos de fresado CNC. En la revisión de literatura académica y artículos científicos de desarrollo de análisis dinámico de procesos de fresado CNC, se encontraron una serie de patrones sobre varias características del procedimiento de medición.

El primer patrón encontrado en la revisión bibliográfica fue el avance por revolución, donde la mayoría de autores [34] [35] [36] [37] utilizaron 0,1 mm/rev, Posteriormente se encontró otro patrón de suma importancia, el cual fue la profundidad de corte axial. Este parámetro en la mayoría de los artículos [35] [38] [39] [40] [41] [42] [43] [44], a pesar de tener herramientas más grandes, no exceden los 10 mm en la profundidad de corte axial máxima. La profundidad de corte radial, para la mayoría

de experimentos [14] [34] [36] [38] [40] [41] [42] [45] se evidencia que utilizan el 100% del diámetro de corte de la herramienta para realizar los procesos de corte ya sean ranuras, contornos o acabados.

Continuando con los patrones obtenidos en la revisión bibliográfica se analizó la altura de los escalones, la cual definiría a su vez la variación de altura que se tendría hasta llegar a la profundidad de corte máxima. Se encontró que los escalones no varían más de 0,5 mm en la mayoría de los casos [35] [38] [41] [45].

También se observó la forma de medición teniendo en cuenta que en la mayoría de los experimentos se usó un acelerómetro [37] [42] [45] [46], se midió perpendicular al eje del husillo y colineal con la dirección de corte. Para el caso de la revisión de cómo se podría realizar el procesamiento de los datos, se encontró que para la mayoría de los casos se usa la transformada rápida de Fourier [34] [37] [42] [45] [46], y es la más conveniente ya que permite observar la amplitud de la vibración en función de la frecuencia también.

Tabla 3. Tabla comparativa experimentos similares

Artículo	Material	Herramienta	Porta-herramienta	Dc [mm]	Variación de RPM	RPM min	RPM max	ap max [mm]	ae max [mm]	Vc max [m/min]	f [mm/rev]	Z	Forma de medición	Gráficas Usadas - Filtro
Prediction of multiple dominant chatter frequencies in milling processes [34]	AISI 1045	Inserted cutter Helix angle 20°	-	8	120	1420	10000	6	8	251,32741	0,1	4	Pieza - 2 sensores perpendicular a el eje del husillo en X y Y	ACEL y FFT VEL
A new experimental methodology for identification of stability lobes diagram in milling operations [45]	AL 5083	Garant flat end mill	-	8	300	1000	9700	5	8	243,78759	0,04	2	Sonido - Microfono	FFT ACEL
Chatter control for the rest of us [35]	P20	Jabro tornado ball end mill	HSK	10	500	6000	11500	4	3,5	361,28316	0,144	2	Rugosidad de la superficie maquinada	-
A new analytical-experimental method for the identification of stability lobes in high-speed milling [38]	114 steel (AISI 1045)	-	Thermal cone	12	1000	5000	13000	3	12	490,08845	0,008	2	En la herramienta de corte - perpendicular al eje del husillo	-
Prediction of chatter stability in high speed finish end milling considering multi-mode dynamics [47]	AISI 1045	Solid carbide end mill	-	10	2000	5000	17000	14	0,3	534,07075	0,4	4	En la herramienta de corte - perpendicular al eje del husillo y la dirección de corte	-
Determination of the stability lobes in milling operations based on homotopy and simulated annealing techniques [39]	AL 7075 T6	Square carbide end mill Helix angle 30°	-	16	-	2000	8000	4	4	402,12386	0,5	2	Sensor de desplazamiento en Pieza - perpendicular a el eje del husillo y a la dirección de corte	-
Frequency Domain Study of Vibrations Above and Under Stability Lobes in Machining Systems [40]	AISI 1045	3 flute cylindrical end-mill	-	12	-	1700	2300	1,5	12	86,707957	-	3	Pieza - perpendicular a el eje del husillo	ACEL
Chatter stability prediction in milling using speed-varying cutting force [36]	AL 6082 T4	Garant 201770	HSK32ER20	8	No cte	1000	5000	1,5	8	125,66371	0,12	3	Pieza - perpendicular a el eje del husillo	-
Mechanics and dynamics of the tool holder - spindle interface [14]	AL 7075	mitsubishi 4 flute end mill d20 h50	Collet Chuck (Pinzas)	20	-	2000	14000	10	20	879,64594	-	4	En la herramienta de corte - perpendicular al eje del husillo	-
Model-based chatter stability prediction for high-speed spindles [41]	AL AS7	Jabro JH420	shrink-fit (thermal expansion)	16	-	5000	15000	2,5	16	753,98224	0,2	2	En la prensa - perpendicular al eje del husillo	Desplazamiento
Vibration analysis in high speed rough and finish milling hardened steel (Rough) [46]	114 Steel (AISI 1045)	VC-MDRB Tungsten carbide corner radius end mills	Collet chuck (Pinzas)	10	Cte	10000	15000	10	0,5	471,2389	0,4002	6	Dinamómetro - Plataforma perpendicular	FFT ACEL
Stability analysis in milling of flexible parts based on operational modal analysis [42]	Steel 18G2A (A765 - 0,2 C)	Sandvik end-mill R390_025C5-11M095 with inserts R390-11T3_251871	-	25	Variable	5300	6700	1,6	25	526,21677	0,3	3	Acelerómetro - todos los ejes	FFT ACEL
A unified stability prediction method for milling process with multiple delays modal analysis [37]	AL 7050	End mill Helix 30°	-	16	cte	2000	5500	13,2	5	276,46015	0,1092	4	Dinamómetro	FFT ACEL
Chatter identification methods on the basis of time series measured during titanium super alloy milling modal analysis [43]	Ti6242 titanium alloy	End milling cutter	-	12	cte	0	1860	2	4	70,120348	0,2	4	En la herramienta de corte - perpendicular al eje del husillo	-
Solution and Analysis of Chatter Stability for End Milling in the Time-domain [44]	AL 7050	Carbide solid milling cutter	-	12	cte	1000	18000	2	4	678,58401	0,2	2	En la herramienta de corte - perpendicular al eje del husillo	Desplazamiento

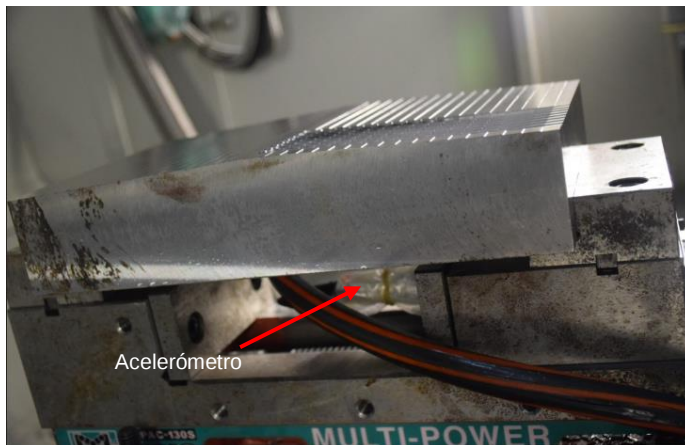
Fuente: Autor

4. METODOLOGÍA

4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL

Se realizaron pruebas en el centro de mecanizado FINETECH GTX 170 para determinar la influencia de factores que influyen en las vibraciones durante el proceso de fresado como el giro del husillo, la diferencia de altura del husillo, el avance de la herramienta y la profundidad de corte. Las pruebas se realizaron con la fresa plana de acabado YG EMB43080 diámetro 8 mm y 4 filos de corte, para tres sistemas de sujeción diferentes, que se caracterizarán posteriormente. Los datos se obtuvieron con un acelerómetro unidireccional de contacto DYTRAN 3185D y fueron procesados por medio de un analizador de vibraciones SVAN 956, el punto de medición fue la cara interior de la mordaza móvil de la prensa HPAC-130S que sujetaba el material. La cual permite que el acelerómetro quede de forma perpendicular al eje del husillo y colineal con la dirección de avance, y realice una toma correcta de los datos (Figura 20). Los datos de cada prueba fueron sintetizados en tablas, para facilitar su lectura y análisis.

Figura 20. Punto de medición



Fuente: Autor

El rango de velocidades del husillo fue definido teniendo en cuenta las condiciones ideales de corte de la herramienta según el fabricante. Según el catálogo del fabricante, los parámetros ideales de corte son 130 m/min en el caso de la velocidad de corte y 5200 RPM. Se determinó ir por debajo de los parámetros ideales de corte un 50% y por encima de dichas condiciones ideales un 87%, teniendo así 20 variaciones de velocidades de husillo que se podrían comparar, para cada sistema

de sujeción de herramienta (Tabla 4). El giro del husillo se realiza en sentido antihorario, en la dirección positiva de z.

Tabla 4. Parámetros de corte para cada RPM (fz = cte)

RPM	Vc [m/min]	F [mm/min] Para fz 0,025	% capacidad herramienta	Rango de ap [mm]
2400	60,31872	240	43%	2,334 - 8
2800	70,37184	280	50%	2,334 - 8
3200	80,42496	320	62%	2,334 - 8
3600	90,47808	360	65%	2,334 - 8
4000	100,5312	400	77%	2,334 - 8
4400	110,58432	440	79%	2,334 - 8
4800	120,63744	480	92%	2,334 - 8
5200	130,69056	520	93%	2,334 - 8
5600	140,74368	560	108%	2,334 - 8
6000	150,7968	600	108%	2,334 - 8
6400	160,84992	640	123%	2,334 - 8
6800	170,90304	680	122%	2,334 - 8
7200	180,95616	720	138%	2,334 - 8
7600	191,00928	760	136%	2,334 - 8
8000	201,0624	800	154%	2,334 - 8
8400	211,11552	840	151%	2,334 - 8
8800	221,16864	880	169%	2,334 - 8
9200	231,22176	920	165%	2,334 - 8
9600	241,27488	960	185%	2,334 - 8
10000	251,328	1000	180%	2,334 - 8

Fuente: Autor

En cuanto al monitoreo de las pruebas, se usaron los parámetros de medición listados en la Tabla 5. Para analizar las señales obtenidas se usó la transformada rápida de Fourier, la cual permitió ver la magnitud de las vibraciones en el dominio de la frecuencia[48]. Se utilizó un filtro pasabanda de 5000 Hz, básicamente por limitación de espacio de almacenamiento en el analizador de vibraciones.

Para el caso de la prueba durante el proceso de fresado, se utilizó una placa de acero AISI 1045 de 300 mm x 180 mm x 65 mm, en la cual se realizaron escalones de 0,334 mm hasta alcanzar 6 mm (Figura 21). Estos escalones fueron mecanizados con la fresa de insertos Korloy AMS2025HS de 25 mm de diámetro y permiten hacer dos pruebas por plano, en caso de ser requerido. Para la sujeción de la herramienta de corte Korloy se utilizó un cono Weldon SYIC BT40xSLN25-100 (Figura 22).

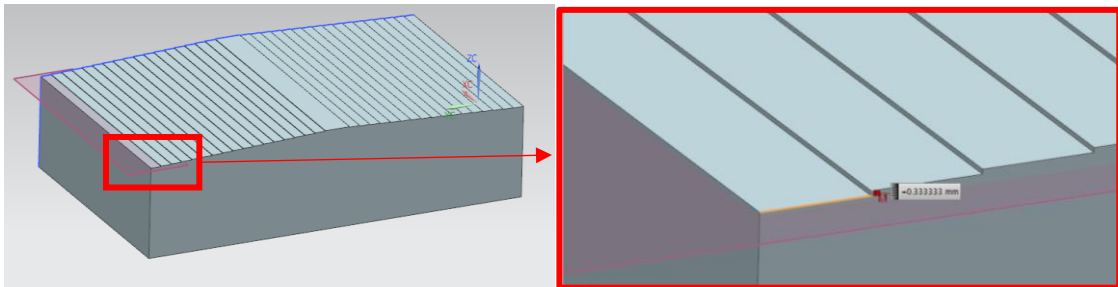
El tiempo de corte para cada escalón era muy corto, así que fue necesario definir la toma de datos cada 0,2 segundos y así evitar que no registrara las vibraciones propias del corte. Se decidió utilizar el valor RMS con el fin de poder evidenciar el comportamiento dinámico de todo el sistema [49]. Se utilizó el análisis de espectro de frecuencia para reconocer las frecuencias propias del corte y así poder determinar, en qué caso el corte se realizó de mejor manera, es decir, que sistema tuvo mayor rigidez.

Tabla 5. Parámetros de medición del analizador de vibraciones SVAN 956

Información principal	
Tipo de dispositivo	SVAN 956
Función de dispositivo	FFT
Paso de registro	200 ms
Canal de entrada	Aceleración
Rango de medición	Alto
Línea mínima FFT	0
Filtro pasabanda	5000 Hz
Valor FFT	RMS

Fuente: Autor

Figura 21. Configuración de escalones para prueba de mecanizado



Fuente: Autor

Figura 22. Proceso de fabricación de escalones

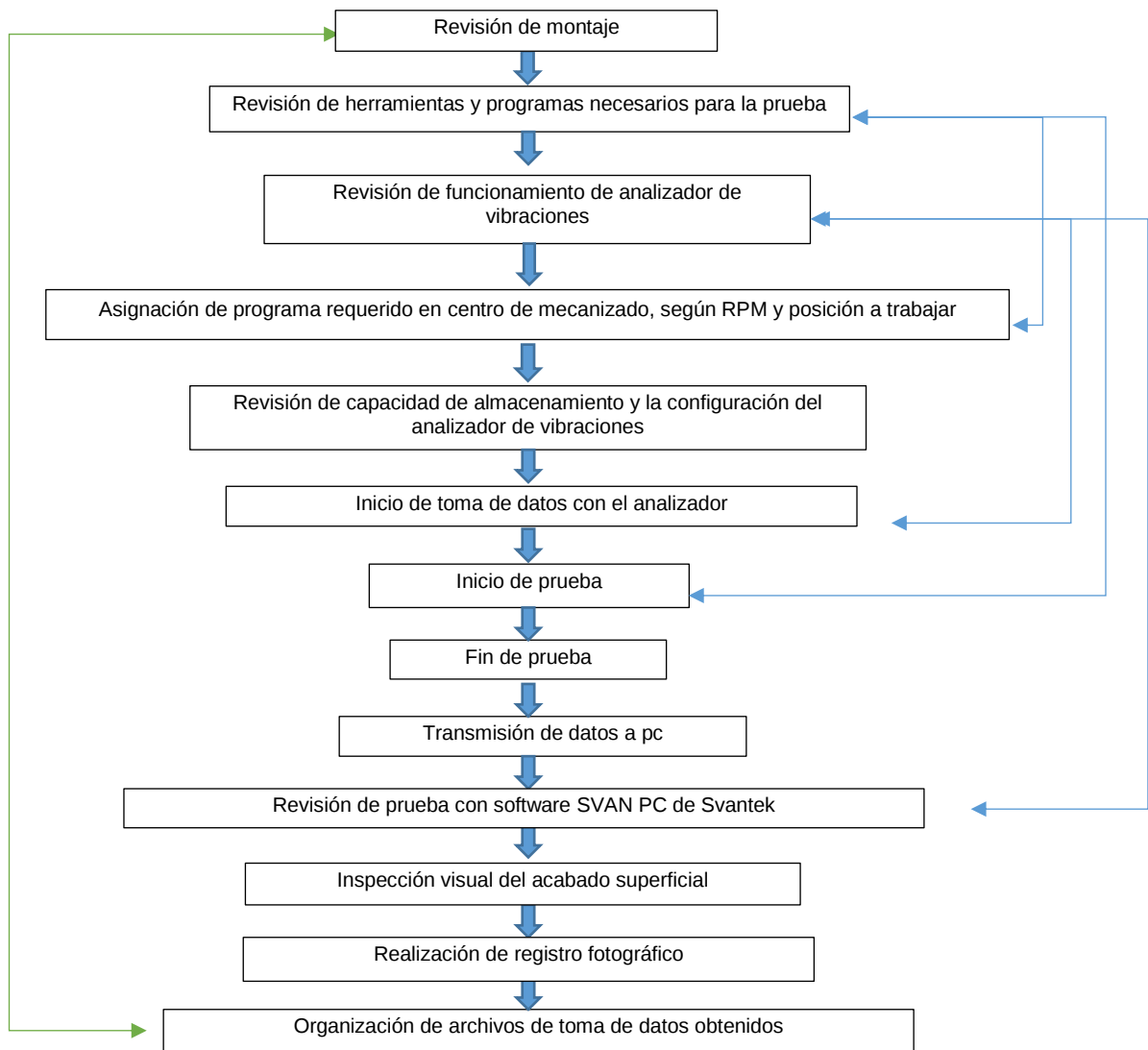


Fuente: Autor

Se desarrolló un protocolo para las pruebas mencionadas (Figura 23) y así evitar inconvenientes que pudieran afectar el desarrollo de la prueba y la toma de datos.

Al iniciar la experimentación se realizaba la revisión del montaje, es decir, se verificaba que el computador, el analizador de vibraciones y el acelerómetro estuvieran correctamente ubicados, conectados adecuadamente y listos para usarse. Después se definió realizar la revisión de herramientas y programas necesarios para el proceso, donde se tuvo que tener en cuenta que para cada sistema de sujeción y velocidad de husillo hay un programa diferente, revisando que el programa fuera el indicado según prueba, sistema de sujeción y posición requeridos antes de su asignación. Posteriormente se realizó la revisión de funcionamiento del acelerómetro. Antes de iniciar cada la prueba debía revisarse que la memoria del analizador de vibraciones tuviera suficiente capacidad de almacenamiento para guardar todos los datos de la prueba.

Figura 23. Protocolo de pruebas

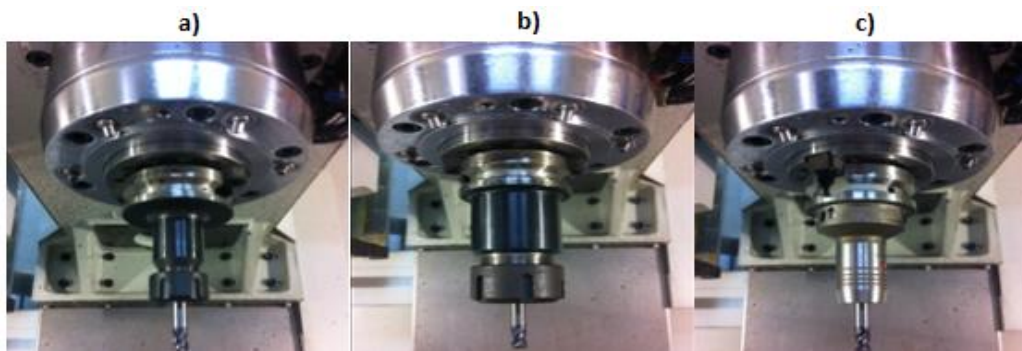


Al terminar la prueba se realizaba la transmisión de datos al computador, para poder revisar si la prueba fue guardada satisfactoriamente, con ayuda del software SVAN PC. En caso de que la prueba no fuera satisfactoria se debía repetir el protocolo desde la revisión del funcionamiento del acelerómetro. De lo contrario, se realizaba la inspección visual del acabado superficial y los filos de corte, y un registro fotográfico de los resultados, para así poder continuar al siguiente cambio de velocidad de husillo y ejecutar nuevamente el protocolo.

4.1.1 Caracterización de sistemas de sujeción. Para el desarrollo de las pruebas se utilizaron 3 sistemas de sujeción de herramienta diferentes, los conos de pinzas colapsibles ANN WAY BT40 ER16 – 90, BT40 ER32 – 100 y el cono hidráulico ISCAR BT40 HYDRO 8x90, para los 3 casos el voladizo de la herramienta de corte fue de 30 mm y la longitud de sujeción de la herramienta de corte fue 28 mm.

- **Cono ER 16.** El cono BT40 ER16 (Figura 24a) cuenta con una tuerca que fija las pinzas colapsibles al cuerpo del cono y las comprime para realizar la sujeción de la herramienta de corte. El rango de sujeción de herramientas esta entre 0,5 y 10 mm de diámetro. El ER16 puede usarse para realizar la sujeción de tipo de herramientas de corte, tales como brocas, rimas, machos y fresas.
- **Cono ER 32.** El cono BT40 ER32 (Figura 24b) cuenta con un tuerca que fija las pinzas colapsibles al cuerpo del cono y las comprime para realizar la sujeción de la herramienta de corte. El rango de sujeción de herramientas esta entre 1 y 20 mm de diámetro. El ER32 puede usarse para realizar la sujeción de tipo de herramientas de corte, tales como brocas, rimas, machos y fresas.
- **Cono hidráulico (HID).** El cono hidráulico BT40 8x90 (Figura 24c) cuenta con un tornillo, el cual impulsa un fluido que por compresión realiza la sujeción de la herramienta de corte. Tiene 37 mm de sujeción máxima de herramienta y solo sirve para herramientas de diámetro 8 mm.

Figura 24. Montaje conos



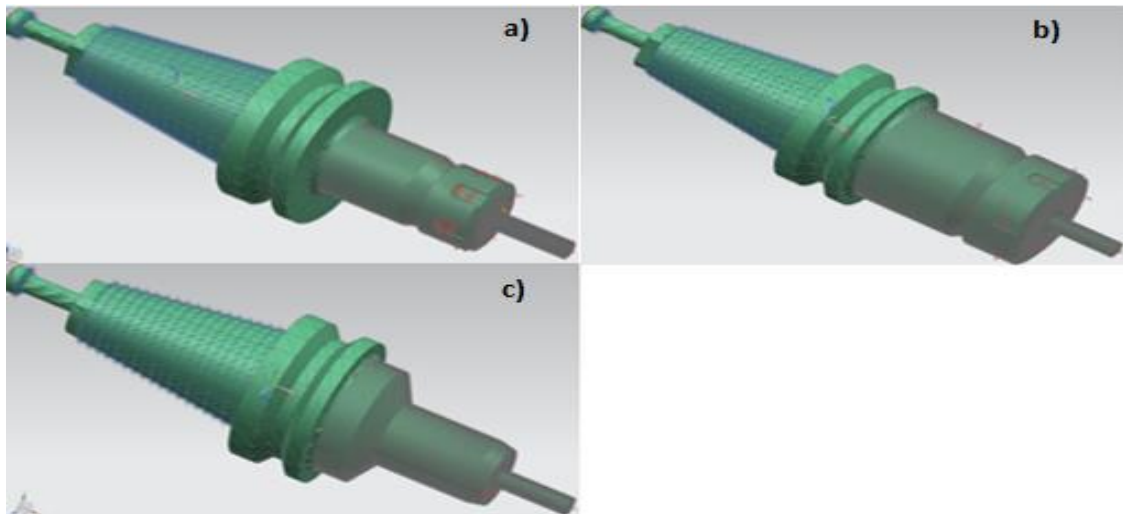
a) ER16, b) ER32 y c) HID

Fuente: Autor

4.1.2 Caracterización dinámica de sistemas de sujeción. Se desarrolló un análisis modal por medio del software de elementos finitos NX-NASTRAN. El objetivo de desarrollar este tipo de análisis es encontrar la frecuencia natural de cada modo de vibración, para determinar la frecuencia en la que cada sistema de sujeción puede llegar a resonancia. Con la ayuda del software NX 9.0 se modelaron dos cuerpos, el primero fue la herramienta de corte y el segundo fue el cono de sujeción.

Se creó un enmallado, el cual fue refinado en la superficie de contacto entre el portaherramientas y la herramienta de corte. También se crearon las superficies de contacto de las mallas y se utilizó como material el acero aleado AISI 4340 de la biblioteca del software NX 9.0, para los tres sistemas de sujeción (Figura 25). Para definir el análisis modal, se estableció como condición de frontera una restricción fija para la superficie cónica del portaherramientas (sin desplazamientos o rotaciones). Se realizó el análisis con el tipo de solución “Simulación de respuesta” para obtener los modos de vibración propios del sistema y sus respectivas frecuencias naturales. Los resultados son presentados en la sección de análisis de frecuencias.

Figura 25. Enmallado de simulación



a) ER16, b) ER32 y c) HID

Fuente: Autor

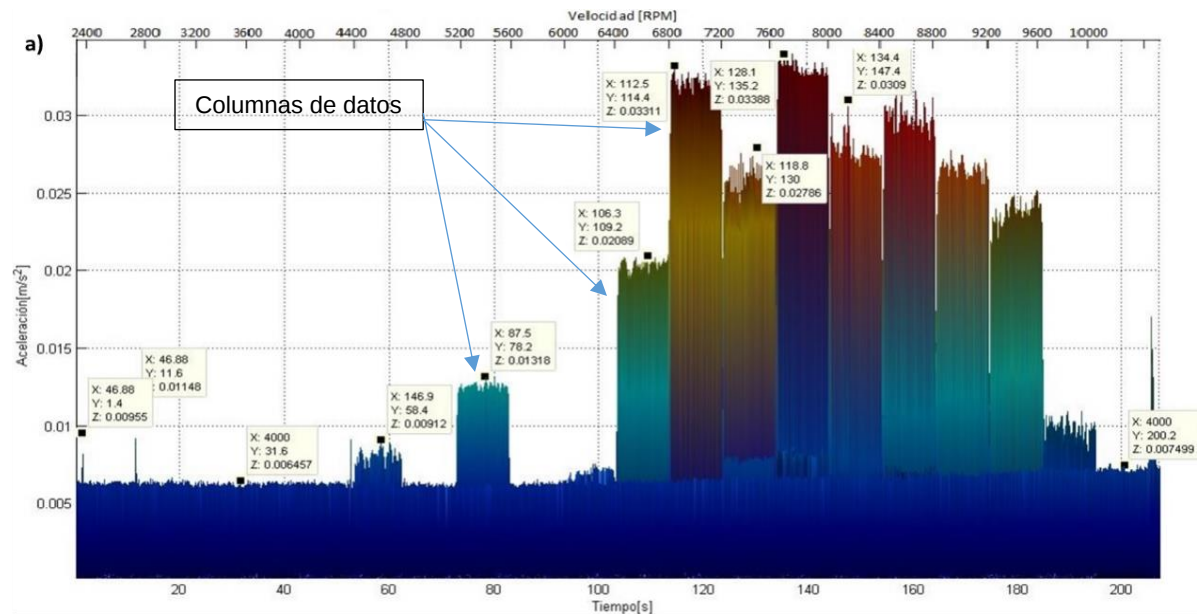
4.2 DESCRIPCIÓN PRUEBAS

4.2.1 Prueba de husillo girando libremente. La prueba consistió en medir la vibración que posee el sistema debido al giro del husillo sin ningún tipo de

desplazamiento o proceso de corte. Se corrió un programa el cual empezaba girando el husillo libremente a 2400 RPM, se sostenía 10 segundos y aumentaba 400 RPM, así hasta llegar a 10000 RPM (Figura 26), en la posición de husillo $z=0$ (Figura 27) del centro de mecanizado. En esta prueba se midió la amplitud de la aceleración, propia de 20 velocidades de husillo diferentes, la cual es representada por columnas de datos.

4.2.2 Prueba de diferente altura de husillo girando libremente. La prueba consistió en correr el mismo programa de la prueba descrita en la sección 4.2.1, pero esta vez con la posición del husillo desplazada 320 mm en la dirección -z (Figura 27), la cual es la posición aproximada en que se va a realizar la prueba de corte más adelante. Esto con el fin de establecer la influencia de la posición del husillo en las amplitudes de aceleración de vibración.

Figura 26. Prueba girando libremente, cono ER16



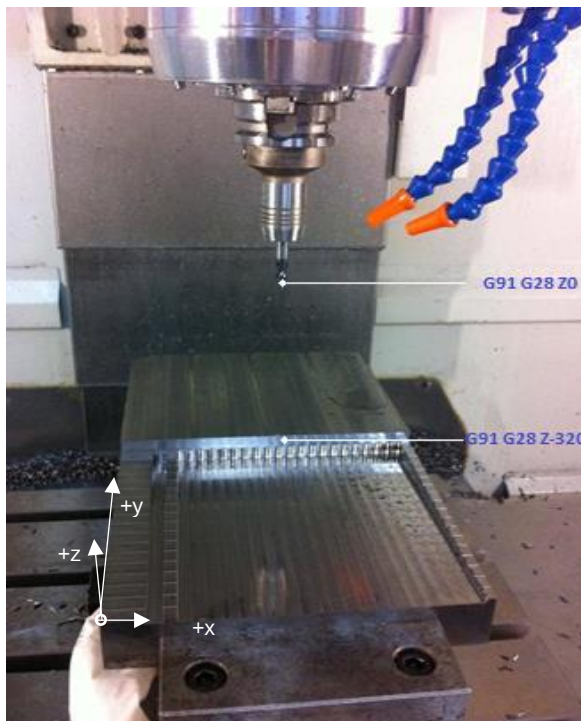
Fuente: Autor

4.2.3 Prueba en vacío. Esta prueba consistió en la medición de las vibraciones que posee el sistema realizando los movimientos de corte programados pero en vacío, con el fin de determinar las variaciones máximas en la vibración debido al avance. Para lograr esto, fue necesario restar las vibraciones propias del giro del husillo a las vibraciones del proceso en vacío. La dirección del avance fue +y (Figura 27). La revisión bibliográfica realizada en el capítulo 3.7 indicó que el patrón del avance por diente fue 0,025 mm/t, el cual era muy conveniente ya que se requería un proceso

lento con el fin de garantizar una toma correcta de datos, teniendo en cuenta que el sensor medía cada 0,2 segundos.

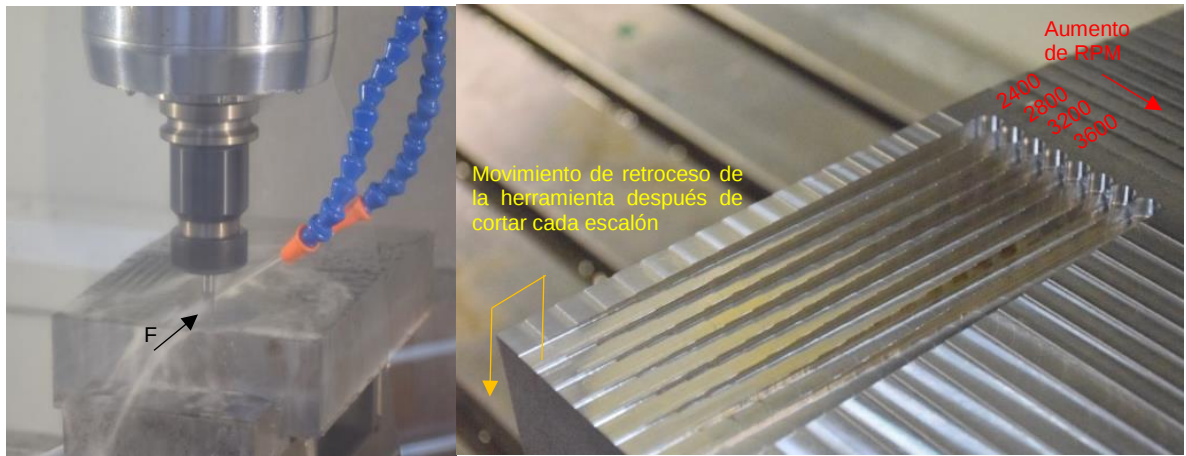
4.2.4 Prueba durante proceso de fresado. Esta prueba consistió en la medición de las vibraciones presentes durante procesos de fresado, para este caso un ranurado, esto con el fin de determinar las variaciones máximas en la vibración debido al corte y poder compararlas. Esto se logró restándole las vibraciones propias del avance a las vibraciones del proceso de fresado. Se eligió 8 mm como profundidad máxima de corte axial y la profundidad de corte radial fue de 8 mm, ya que fue el patrón encontrado en la revisión bibliográfica. Otro patrón importante fue la altura de los escalones, la cual definiría a su vez la variación de altura que se tendría hasta llegar a la profundidad de corte máxima. Se obtuvo que los escalones no varían más de 0,5 mm en la mayoría de los casos. Se decidió usar escalones por facilidad de manufactura, respecto a una superficie inclinada. Con el fin de tener más precisión en los datos se decidió utilizar escalones de 0,334 mm para este experimento, hasta llegar a 8 mm, ya que la herramienta comienza cortando 2,334 mm. Es decir, aumentaría desde 2,334 mm a razón de 0,334 mm, hasta llegar a 8 mm, para un total de 18 profundidades de corte diferentes, 20 velocidades de husillo y 3 sistemas de sujeción diferentes.

Figura 27. Montaje pruebas



Fuente: Autor

Figura 28. Prueba de corte



Fuente: Autor

El proceso de fresado fue a diferentes revoluciones por minuto en dirección perpendicular a los escalones. Cada vez que la herramienta cortaba un escalón retrocedía y volvía a empezar con la siguiente profundidad de corte (Figura 28).

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

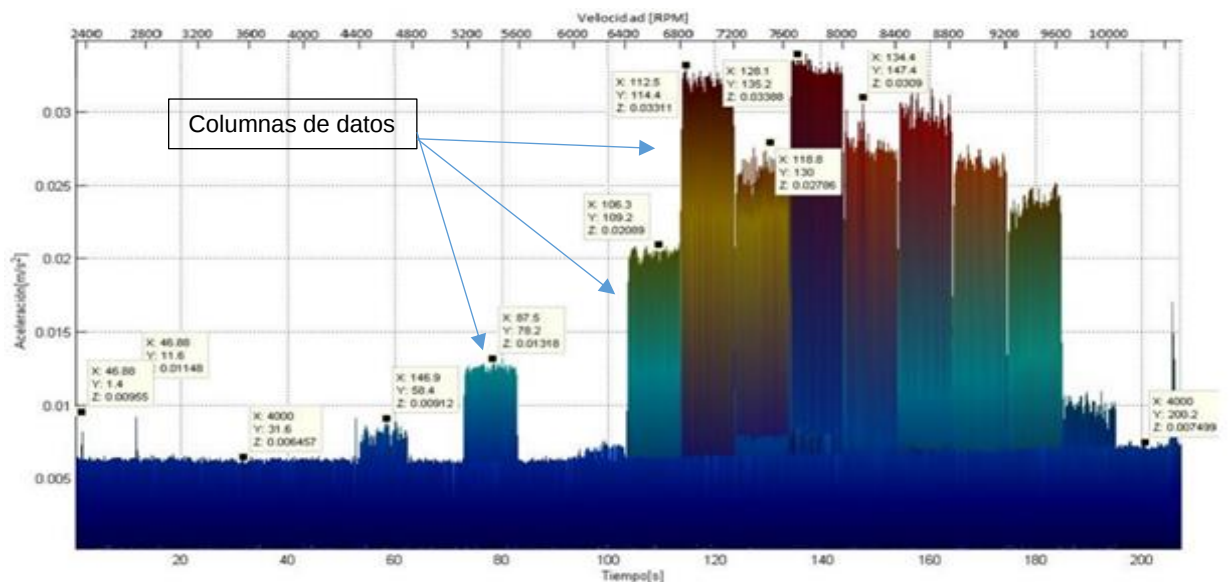
5.1 PRUEBA DE HUSILLO GIRANDO LIBREMENTE

Se evidenciaron las amplitudes de vibración propias de cada velocidad de husillo y del comportamiento dinámico del sistema máquina herramienta-portaherramientas-herramienta de corte. Se encontró que en ciertas ocasiones, el proceso se volvió más estable al aumentar la velocidad que al disminuirla.

Se observó que alrededor de los 4000 Hz hay un conjunto de datos, los cuales representan uno de los modos de vibración del sistema máquina herramienta-portaherramientas-herramienta de corte. Estos valores se extendieron a través de toda la prueba sin importar la velocidad a la que el husillo estaba girando y sus amplitudes fueron mayores a las que generaron algunas velocidades de husillo, principalmente las más bajas.

5.1.1 Cono ER16. En la Figura 29, se graficó la amplitud de aceleración de vibración (m/s^2) respecto a la velocidad de giro del husillo (RPM). La cual da una idea de la respuesta dinámica del sistema máquina herramienta-portaherramientas-herramienta de corte, al giro libre del husillo. Cada 10 segundos la velocidad del husillo aumento, lo cual se evidencia en cada una de las columnas de datos que representan la amplitud de aceleración de cada velocidad de husillo.

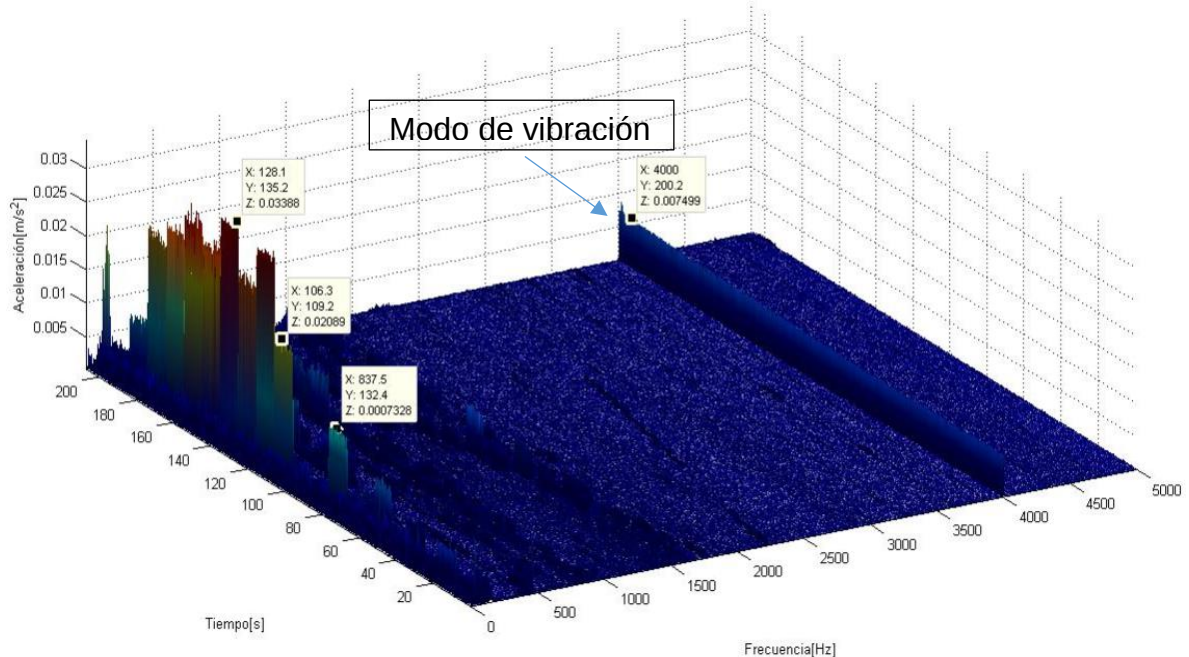
Figura 29. Aceleración vs Tiempo, ER16



Fuente: Autor

La Figura 30 representa la gráfica FFT, en la cual se puede evidenciar todo el comportamiento dinámico de la prueba. Se evidencia una disminución importante de amplitud de vibración, en la velocidad de husillo más alta. Debe resaltarse en esta prueba que la mayoría de los picos de aceleración de vibración más altos, se desarrollaron a frecuencias que oscilan entre los 100 Hz y los 1600 Hz (Figura 30).

Figura 30. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16



Fuente: Autor

5.1.2 Cono ER32. En la prueba del cono ER32 también se encontró que el proceso se volvía más estable a altas velocidades de giro del husillo (Figura 31).

Debe resaltarse en esta prueba que la mayoría de los picos de aceleración de vibración más altos, se desarrollaron a frecuencias no mayores a 1600 Hz (Figura 32). También se evidencia que las menores amplitudes de vibración, siguen siendo en las velocidades de husillo más bajas, principalmente.

Velocity [RPM]

Acceleration [m/s²]

Time [s]

Key data points (X, Y, Z):

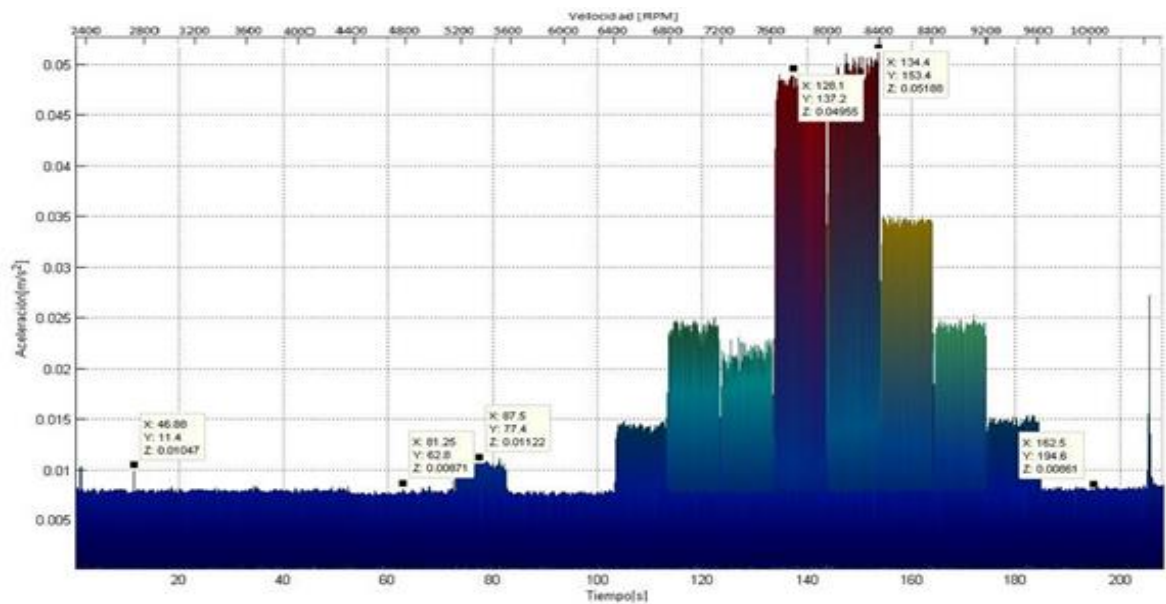
- X: 46.08, Y: 12, Z: 0.01303
- X: 478.1, Y: 1.8, Z: 0.009226
- X: 4000, Y: 46.6, Z: 0.007943
- X: 87.5, Y: 91.8, Z: 0.02042
- X: 106.3, Y: 108.6, Z: 0.02399
- X: 112.5, Y: 115, Z: 0.04217
- X: 126.1, Y: 140.6, Z: 0.07244
- X: 159.4, Y: 190.4, Z: 0.03273
- X: 152, Y: 191.6, Z: 0.02661
- X: 165.6, Y: 190, Z: 0.02099

Figura 32. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32



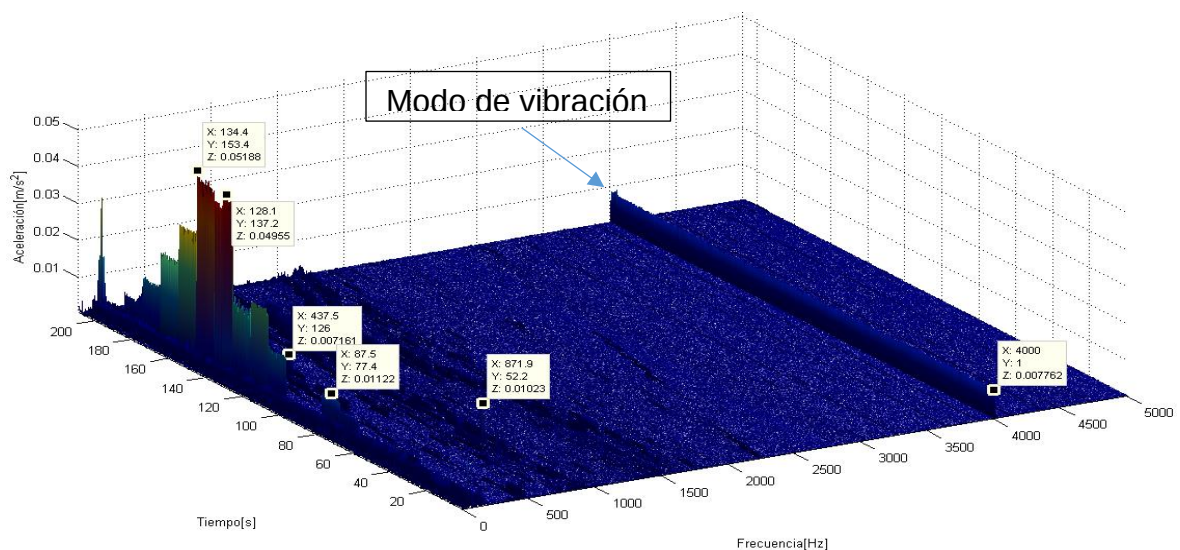
5.1.3 Cono hidráulico. Se encontró que el proceso fue más estable a altas velocidades de husillo (Figura 33). Debe resaltarse en esta prueba que la mayoría de los picos de aceleración de vibración más altos, se desarrollaron a frecuencias no mayores a 1600 Hz (Figura 34).

Figura 33. Aceleración vs Tiempo, HID



Fuente: Autor

Figura 34. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, HID



Fuente: Autor

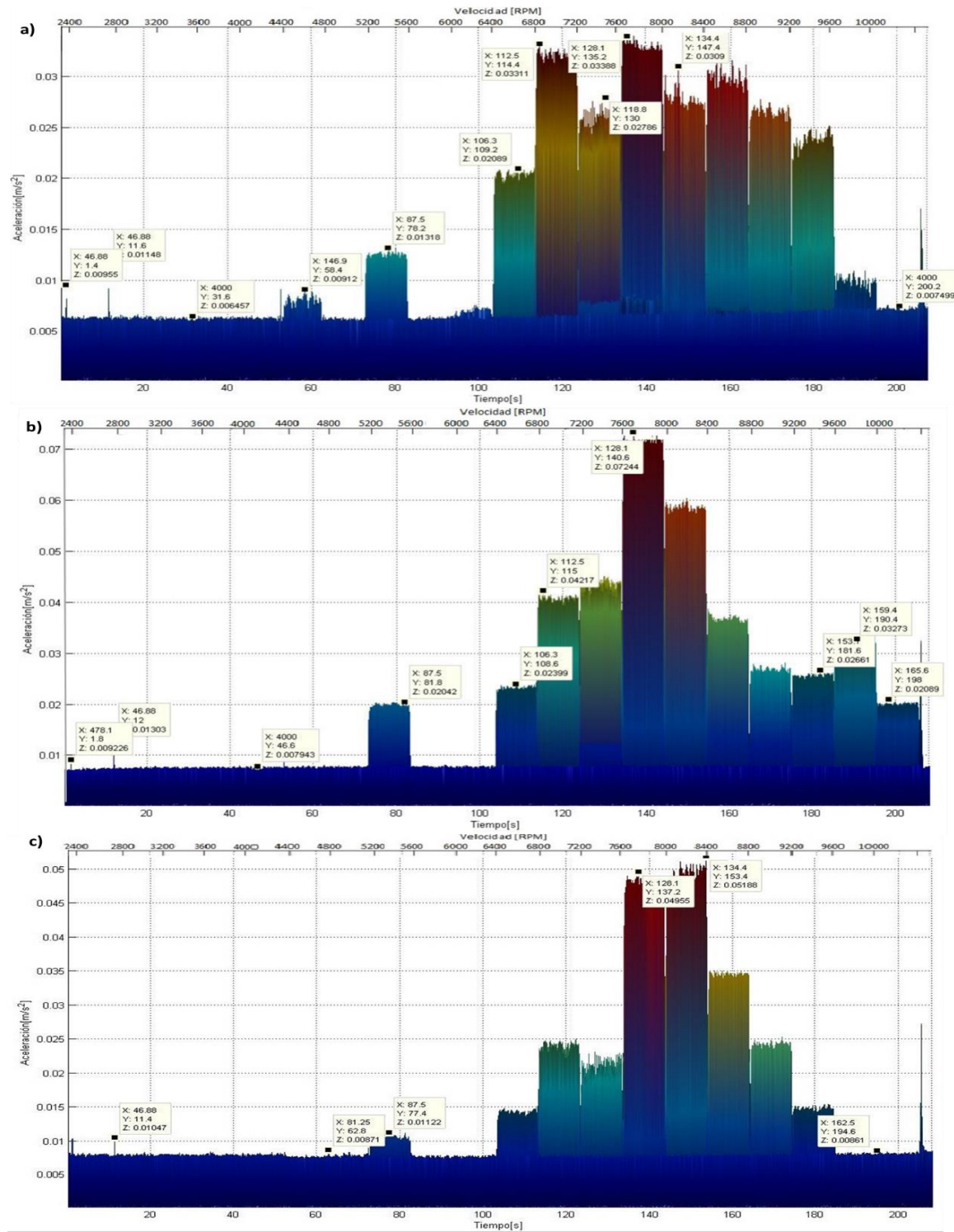
Tabla 6. Síntesis datos, husillo girando libremente

Prueba	Sistema de sujeción	Razón de análisis	Punto de medición			
			t [s]	Ω [RPM]	a [m/s ²]	f [Hz]
Husillo girando libremente	ER16	Primer pico de vibración que superó la amplitud de la frecuencia propia del sistema	1,4	2400	0,0095	46,88
		Velocidad de husillo ideal según fabricante	78,2	5200	0,0131	87,5
		Velocidad de husillo con mayor amplitud	135,2	7600	0,0338	128,1
		Disminución de amplitud, respecto a la prueba de la velocidad de husillo previa	130	7200	0,0278	118,8
	ER32	Primer pico de vibración que superó la amplitud de la frecuencia propia del sistema	1,8	2400	0,0092	478,1
		Velocidad de husillo ideal según fabricante	81,8	5200	0,0204	87,5
		Velocidad de husillo con mayor amplitud	140,6	7600	0,072	128,1
		Disminución de amplitud, respecto a la prueba de la velocidad de husillo previa	148,8	8000	0,060	112,5
	HIDRÁULICO	Primer pico de vibración que superó la amplitud de la frecuencia propia del sistema	1,2	2400	0,0121	46,88
		Velocidad de husillo ideal según fabricante	77,4	5200	0,0112	87,5
		Velocidad de husillo con mayor amplitud	153,4	8000	0,0510	134,4
		Disminución de amplitud, respecto a la prueba de la velocidad de husillo previa	194,6	9600	0,0086	162,5

Fuente: Autor

En los resultados de la prueba del husillo girando libremente se evidenció que el efecto del giro del husillo en las vibraciones es muy bajo, ya que las magnitudes más altas de la aceleración de vibración fueron del orden de 0,07 m/s² y se presentaron en el cono ER32. Las siguientes magnitudes máximas en orden descendente, fueron las que se presentaron en el cono hidráulico, con un valor de 0,05 m/s² aproximadamente. El cono hidráulico también es el que sigue en el orden descendente en cuanto al tamaño. Por último se encontraron las aceleraciones de vibración máximas propias del giro del cono ER16, las cuales fueron las más bajas con valores de 0,03 m/s² aproximadamente. El montaje que genere menores vibraciones en cuanto a giro libre del husillo, fue el del cono ER16 para la mayoría de velocidades.

Figura 35. Aceleración vs Tiempo



a) ER16 b) ER32 c) HID

Fuente: Autor

Comparando las pruebas de los 3 sistemas de sujeción se evidenció que a ciertas velocidades, las magnitudes de las aceleraciones de vibración variaron drásticamente como por ejemplo a 7600 RPM, en el caso del cono ER16 el valor fue de $0,0338 \text{ m/s}^2$ a una frecuencia de 128,1 Hz, en el cono hidráulico fue de $0,0495 \text{ m/s}^2$ a una frecuencia también de 128,1 Hz y finalmente el cono ER32 tuvo un valor en su aceleración de vibración de $0,0724 \text{ m/s}^2$ a 128,1 Hz de frecuencia, siguiendo así con la tendencia de que para el giro libre del husillo, el montaje más rígido fue el del cono ER16. Esto no ocurrió en todas las velocidades de husillo, por ejemplo en el caso de la condición ideal a 5200 RPM, el cono ER16 tuvo un valor de $0,0131 \text{ m/s}^2$ a una frecuencia de 87,5 Hz, el cono ER32 tuvo un valor en su aceleración de vibración de $0,0204 \text{ m/s}^2$ también a 87,5 Hz de frecuencia y finalmente en el cono hidráulico el valor fue de $0,0112 \text{ m/s}^2$ a una frecuencia también de 87,5 Hz, siendo así, el montaje más rígido para esta velocidad, entre otras en las cuales también resultó más rígido que el cono ER16, en cuanto al giro libre del husillo. Para este caso el montaje con menor rigidez fue en el que se usó el cono ER32 donde en todas las velocidades de husillo, las aceleraciones de vibración fueron mayores que las del cono hidráulico y el ER16 (Figura 35).

5.2 PRUEBA A DIFERENTE ALTURA DEL HUSILLO

Se evidenciaron las amplitudes de vibración propias de cada velocidad de husillo y del comportamiento dinámico del sistema máquina herramienta-portaherramientas-herramienta de corte en la posición -320 mm en dirección del eje z de la máquina.

Se observó que alrededor de los 4000 Hz hay un conjunto de datos, los cuales representan uno de los modos de vibración del sistema máquina herramienta-portaherramientas-herramienta de corte. Estos valores se extendieron a través de toda la prueba sin importar la velocidad a la que el husillo estaba girando y sus amplitudes fueron mayores a las que generaron algunas velocidades de husillo, principalmente las más bajas.

5.2.1 Cono ER16. En la prueba del cono ER16 de pinzas colapsibles se encontró que en ciertas velocidades la magnitud de la vibración disminuyó en comparación a la velocidad anterior, a pesar de que la velocidad siempre estaba aumentando (Figura 36).

Debe resaltarse en esta prueba que la mayoría de los picos de aceleración de vibración más altos, se desarrollaron a frecuencias que oscilan entre los 100 Hz y los 1600 Hz (Figura 37).

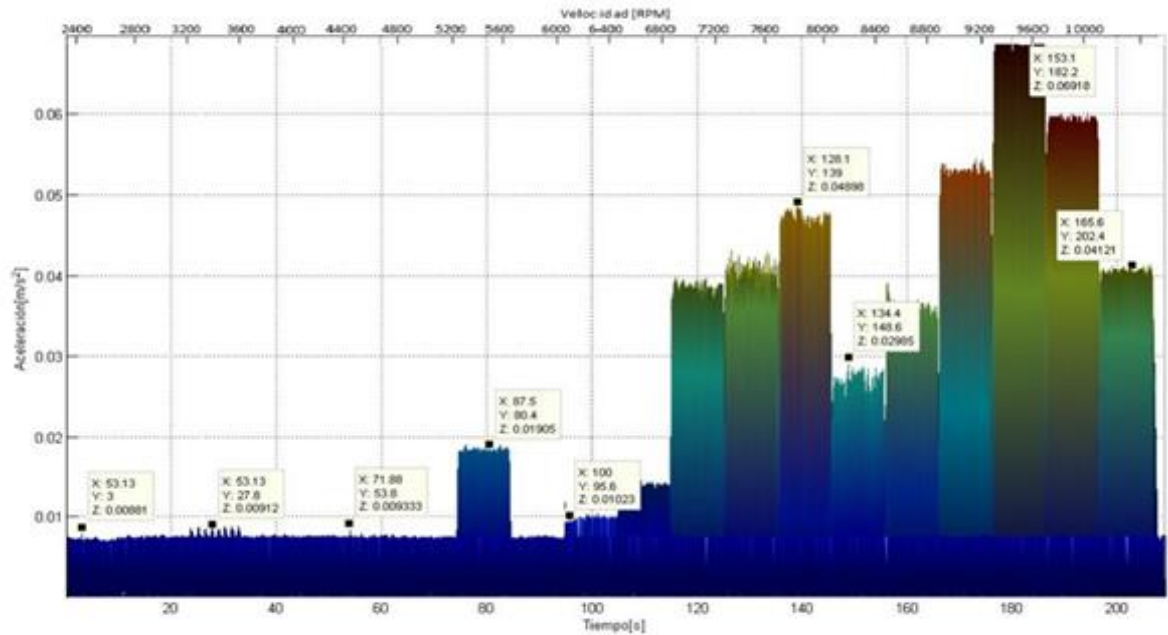
Figure 10 is a 3D surface plot showing acceleration (Aceleración [m/s²]) on the vertical axis (0.005 to 0.045) versus time (Tiempo [s]) on the horizontal axis (0 to 200) and velocity (Velocidad [RPM]) on the depth axis (1400 to 10000). The plot shows a series of peaks corresponding to different operating points. Key data points are labeled with X, Y, and Z coordinates.

Point	X (Tiempo [s])	Y (Velocidad [RPM])	Z (Aceleración [m/s²])
1	4000	25	0.007943
2	146.9	53.2	0.01122
3	87.5	73.6	0.01208
4	106.3	103	0.01429
5	4000	140.8	0.007413
6	153.1	179.8	0.04786
7	159.4	190.4	0.0309
8	165.6	199.6	0.01505

Figura 37. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16 z=-320mm



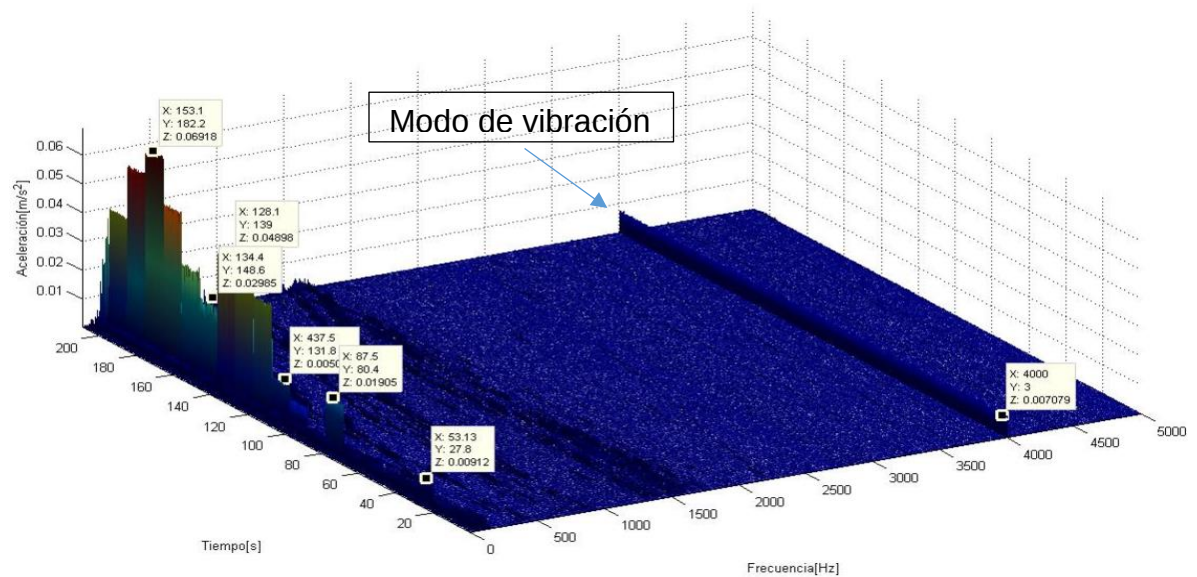
Figura 38. Aceleración vs Tiempo, ER32 -320z



Fuente: Autor

5.2.2 Cono ER32. Se encontró que el proceso fue más estable a bajas velocidades de husillo (Figura 38).

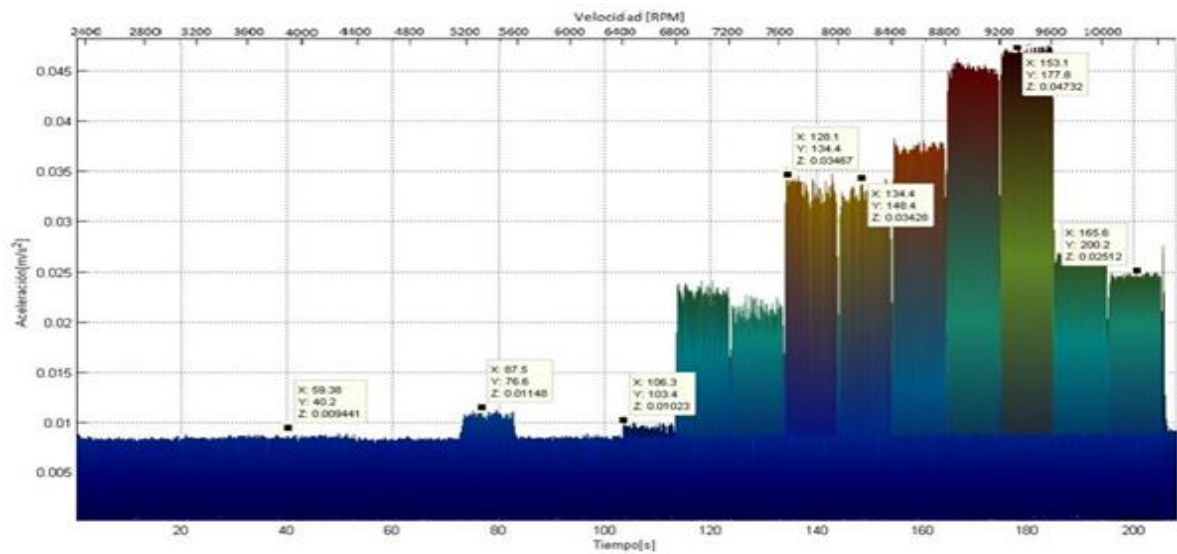
Figura 39. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32 z=-320mm



Fuente: Autor

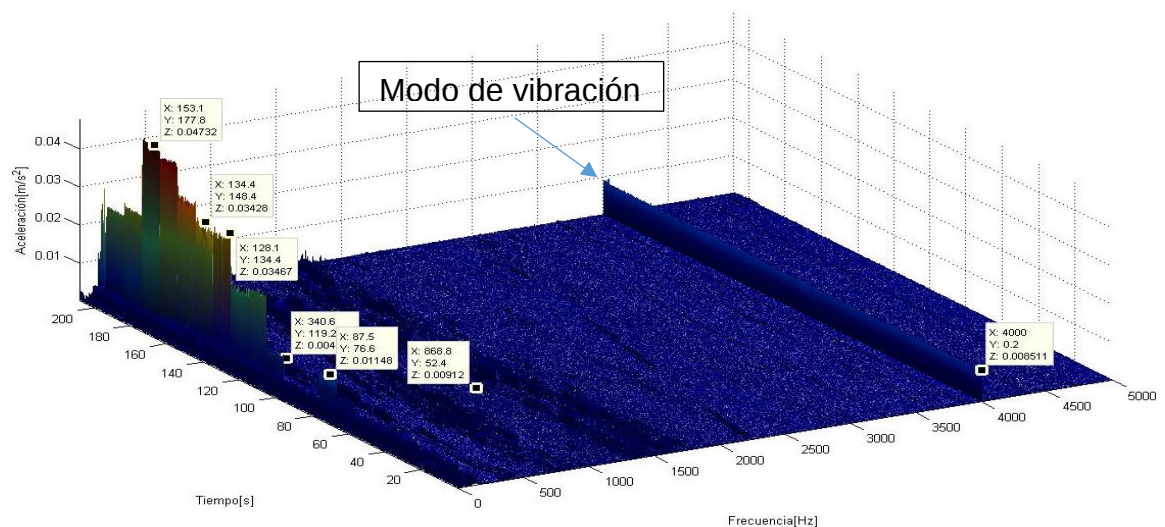
Debe resaltarse en esta prueba que la mayoría de los picos de aceleración de vibración más altos, se desarrollaron a frecuencias que oscilan entre los 100 Hz y los 1600 Hz (Figura 39).

Figura 40. Aceleración vs Tiempo, HID -320z



Fuente: Autor

Figura 41. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, HID z=-320mm



Fuente: Autor

5.2.3 Cono hidráulico. Se encontró que el proceso se volvía más estable a altas velocidades de giro del husillo (Figura 40). Debe resaltarse en esta prueba que la mayoría de los picos de aceleración de vibración más altos, se desarrollaron a frecuencias que oscilan entre los 100 Hz y los 1600 Hz (Figura 41).

Tabla 7. Síntesis datos, husillo girando libremente diferente altura

Prueba	Sistema de sujeción	Razón de análisis	Punto de medición			
			t [s]	Ω [RPM]	a [m/s ²]	f [Hz]
Diferente altura de husillo girando libremente	ER16	Primer pico de vibración que superó la amplitud de la frecuencia propia del sistema	53,2	4000	0,0112	146,9
		Velocidad de husillo ideal según fabricante	73,6	5200	0,0120	67,5
		Velocidad de husillo con mayor amplitud	179,8	9200	0,0470	153,1
		Disminución de amplitud, respecto a la prueba de la velocidad de husillo previa (predominan las vibraciones propias del sistema)	148,8	8000	0,0074	4000
	ER32	Primer pico de vibración que superó la amplitud de la frecuencia propia del sistema	3	2400	0,0088	53,13
		Velocidad de husillo ideal según fabricante	80,4	5200	0,0190	87,5
		Velocidad de husillo con mayor amplitud	182,2	9200	0,0691	153,1
		Disminución de amplitud, respecto a la prueba de la velocidad de husillo previa	146,6	8000	0,0290	134,4
	HIDRÁULICO	Primer pico de vibración que superó la amplitud de la frecuencia propia del sistema	36	3600	0,0094	59,38
		Velocidad de husillo ideal según fabricante	76,6	5200	0,0114	87,5
		Velocidad de husillo con mayor amplitud	177,8	9200	0,0473	153,1
		Disminución de amplitud, respecto a la prueba de la velocidad de husillo previa	200,2	9600	0,0251	165,6

Fuente: Autor

En la prueba a diferente altura de husillo (z=-320 mm) se evidenció el incremento en la magnitud máxima de la aceleración de vibración; sin embargo a determinadas velocidades de husillo, el sistema tendió a ser más rígido, lo cual es una ventaja ya

que realmente al realizar la prueba de corte el husillo estará en una posición similar a la de esta prueba.

En el caso del cono ER16 (Figura 42) la magnitud máxima de la aceleración de vibración ya no fue de $0,0338 \text{ m/s}^2$ a 7600 RPM y pasó a ser de $0,0478 \text{ m/s}^2$ a 9200 RPM. Es interesante observar como el valor de la aceleración de vibración a 7600 RPM con un $z=0$ resultó ser el valor máximo; pero al cambiar la altura del husillo, el valor a 7600 RPM fue de $0,0210 \text{ m/s}^2$, reduciéndose a la mitad y volviéndose más estable. El ejemplo más claro de este tipo de comportamiento pasó a 8000 RPM, ya que en la prueba con $z=0$ el valor fue de $0,0309 \text{ m/s}^2$ a 134,4 Hz de frecuencia, pero en la prueba con $z=-320$ el valor fue de $0,0074 \text{ m/s}^2$ a 4000 Hz de frecuencia, la cual pertenece a la vibración propia del sistema, es decir, que la magnitud de aceleración de vibración del giro del husillo se redujo tanto, que para esta velocidad la frecuencia dominante fue la del sistema.

En la prueba con $z=-320$, los valores máximos de la aceleración de vibración se presentaron a altas velocidades, después de los 9200 RPM, siendo mayores en comparación a la prueba con $z=0$. La variación máxima de las magnitudes de vibración entre las pruebas ($z=0$ y $z=-320$) en el cono ER16, fue aproximadamente de $0,0235 \text{ m/s}^2$.

En el cono ER32 (Figura 43) la magnitud máxima de la aceleración de vibración para la prueba $z=0$, ya no fue de $0,0724 \text{ m/s}^2$ a 7600 RPM y pasó a ser de $0,0691 \text{ m/s}^2$ a 9200 RPM para la prueba $z=-320$. Es interesante observar como el valor de la aceleración de vibración a 7600 RPM con un $z=0$ resultó ser el valor máximo; pero al cambiar la altura del husillo, el valor a 7600 RPM es de $0,0489 \text{ m/s}^2$, reduciéndose casi a la mitad y volviéndose más estable a pesar de la posición del husillo.

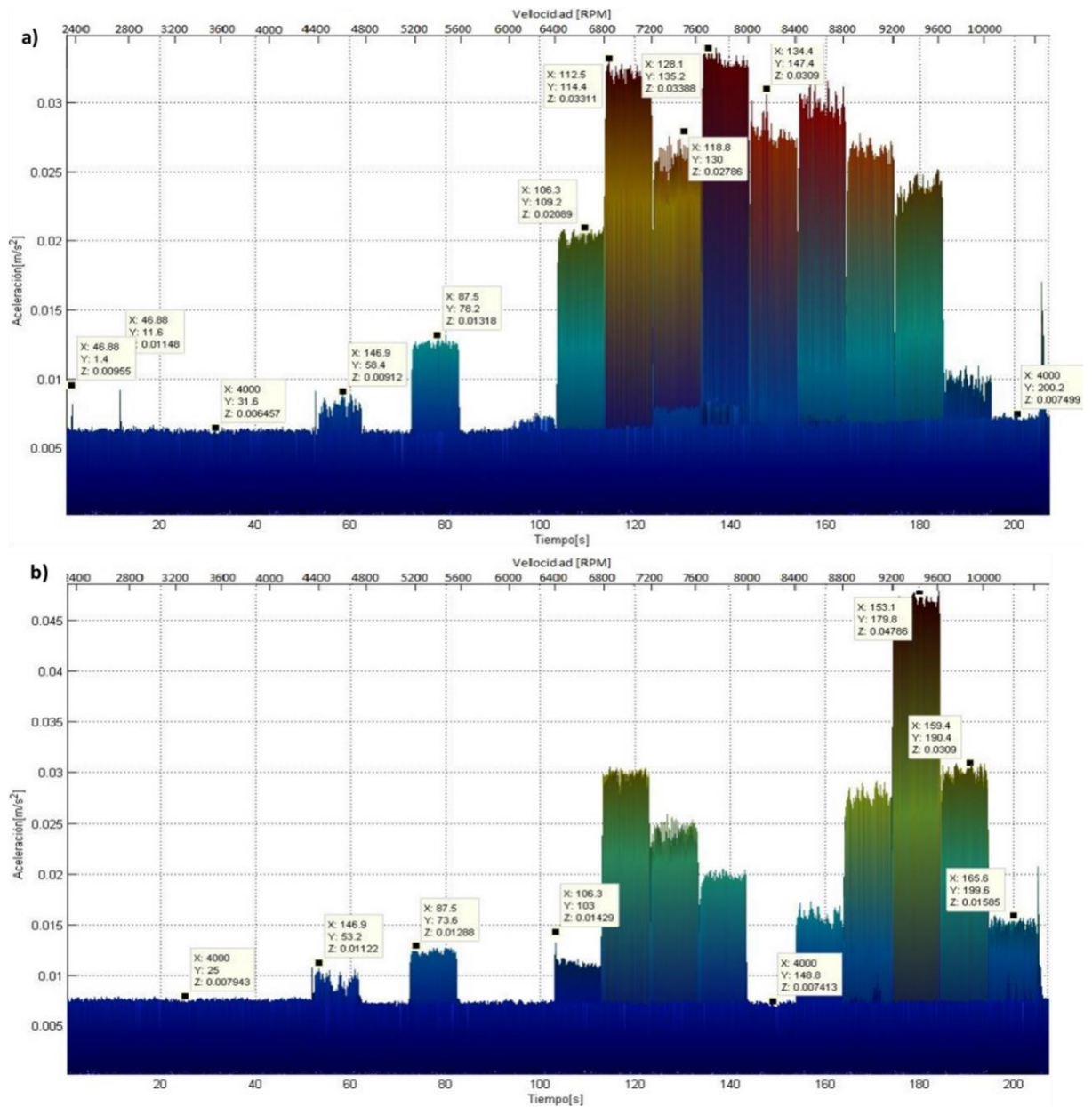
La variación más alta en los datos se presentó a 9200 RPM, ya que en la prueba con $z=0$ el valor fue de $0,0266 \text{ m/s}^2$ a 153,1 Hz de frecuencia, pero en la prueba con $z=-320$ el valor fue de $0,0691 \text{ m/s}^2$ a 153,1 Hz de frecuencia. Casi triplicando su valor al tener el husillo a una altura diferente. En la prueba con $z=-320$, los valores máximos de la aceleración de vibración se presentaron a altas velocidades, después de los 8800 RPM, siendo mayores en comparación a la prueba con $z=0$.

Finalmente para el cono hidráulico (Figura 44), la magnitud máxima de la aceleración de vibración ya no fue de $0,0518 \text{ m/s}^2$ a 8000 RPM y pasó a ser de $0,0473 \text{ m/s}^2$ a 9200 RPM. El valor de la aceleración de vibración a 8000 RPM con un $z=0$ resultó ser el valor máximo; pero al cambiar la altura del husillo, el valor a 8000 RPM fue de $0,0342 \text{ m/s}^2$, reduciéndose y volviéndose más estable. Otro ejemplo de este tipo de comportamiento pasó a 7600 RPM, ya que en la prueba con $z=0$ el valor fue de $0,0495 \text{ m/s}^2$ a 128,1 Hz de frecuencia, pero en la prueba con $z=-320$ el valor fue de $0,0346 \text{ m/s}^2$ a 128,1 Hz de frecuencia.

En la prueba con $z=-320$, los valores máximos de la aceleración de vibración se presentaron a altas velocidades, después de los 8400 RPM, siendo mayores en comparación a la prueba con $z=0$. La variación máxima de las magnitudes de

vibración entre las pruebas ($z=0$ y $z=-320$) en el cono hidráulico, fue aproximadamente de $0,039 \text{ m/s}^2$ y se presentó a 9200 RPM. El cono hidráulico fue más estable a altas velocidades en la posición de husillo $z=0$ y más estable a bajas velocidades en la posición de husillo $z=-320$ que es en la cual realizará la prueba de corte aproximadamente.

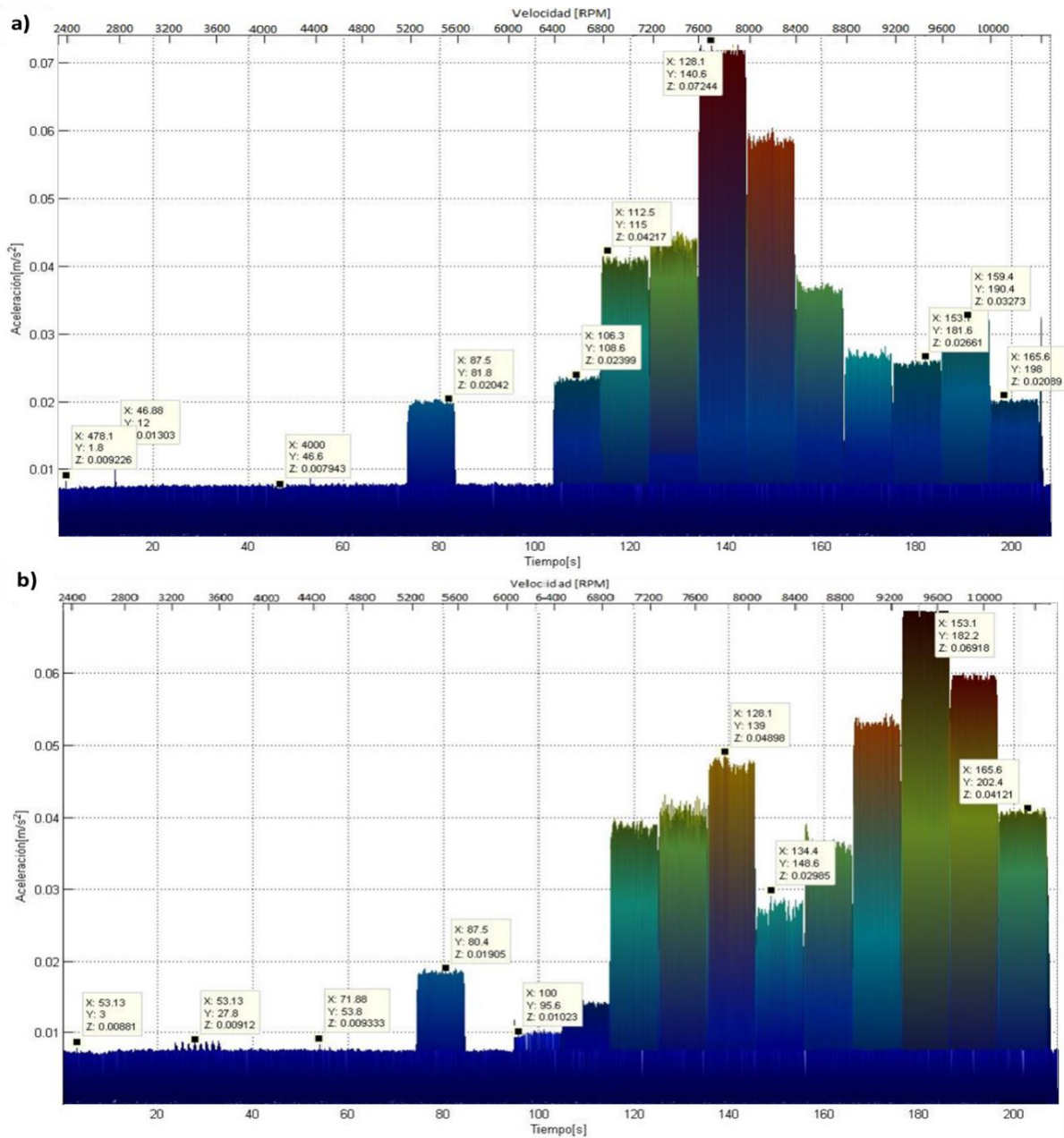
Figura 42. Aceleración vs Tiempo, ER16



a) $z=0$ b) $z=-320$

Fuente: Autor

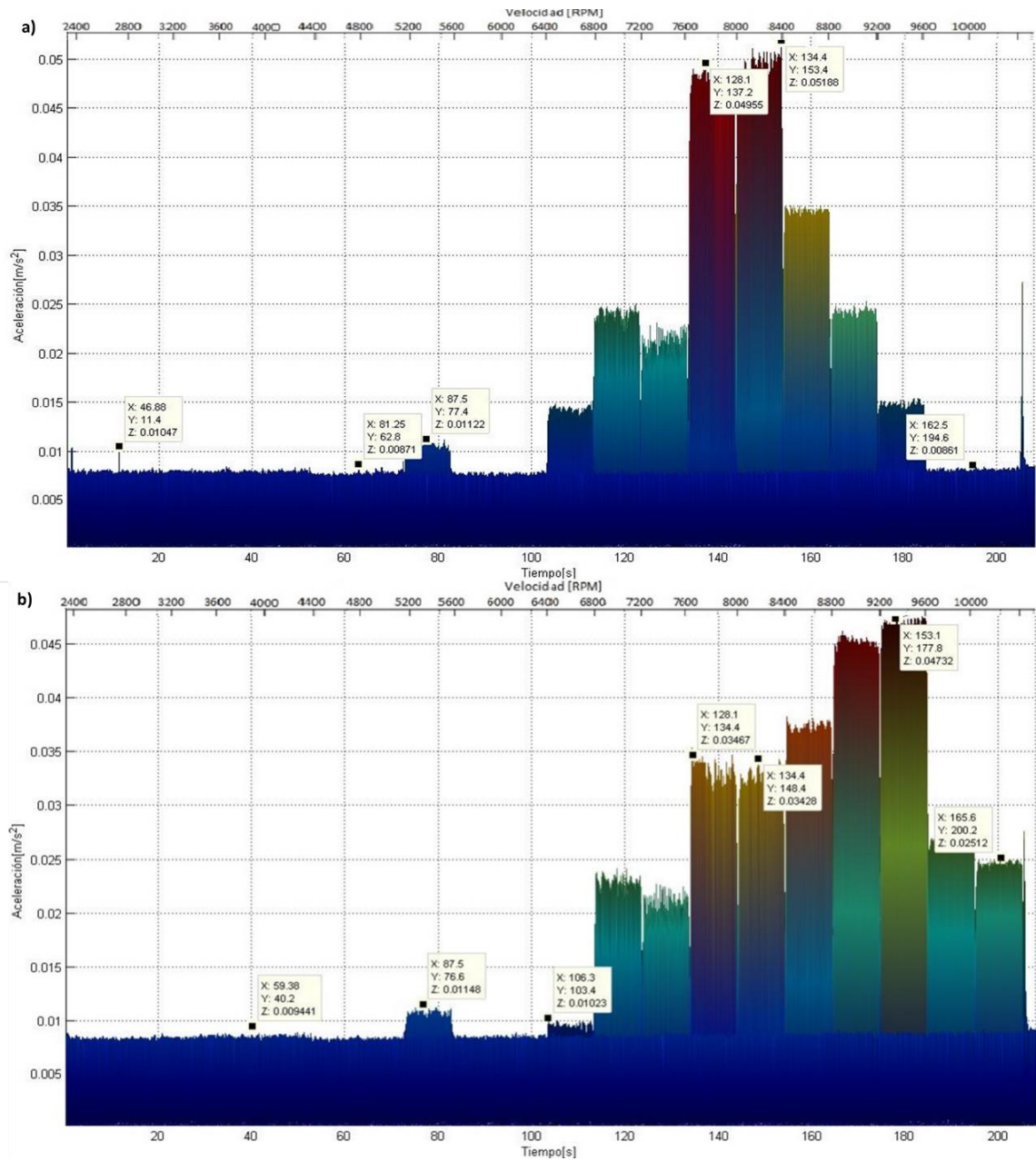
Figura 43. Aceleración vs Tiempo, ER32



a) z=0 b) z=-320

Fuente: Autor

Figura 44. Aceleración vs Tiempo, HID



a) z=0 b) z=-320

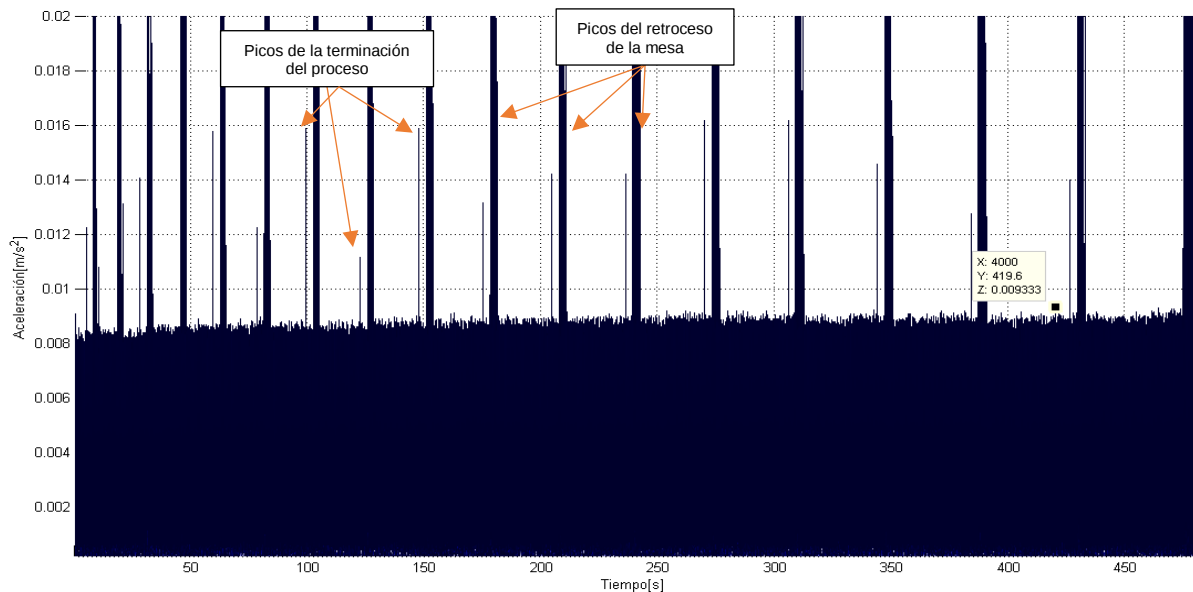
Fuente: Autor

5.3 PRUEBA EN VACÍO

En la prueba en vacío, se evidenciaron las amplitudes de vibración propias del sistema máquina herramienta-portaherramientas-herramienta de corte, al realizar movimientos de avance. Debe tenerse en cuenta que en ocasiones predominaron las vibraciones propias del sistema sobre las vibraciones del proceso en vacío. El punto seleccionado fue el valor máximo de los datos que pertenecen al proceso en vacío. Debe tenerse en cuenta que la gráfica también incluye datos de movimientos rápidos del centro de mecanizado como puede observarse en la Figura 45.

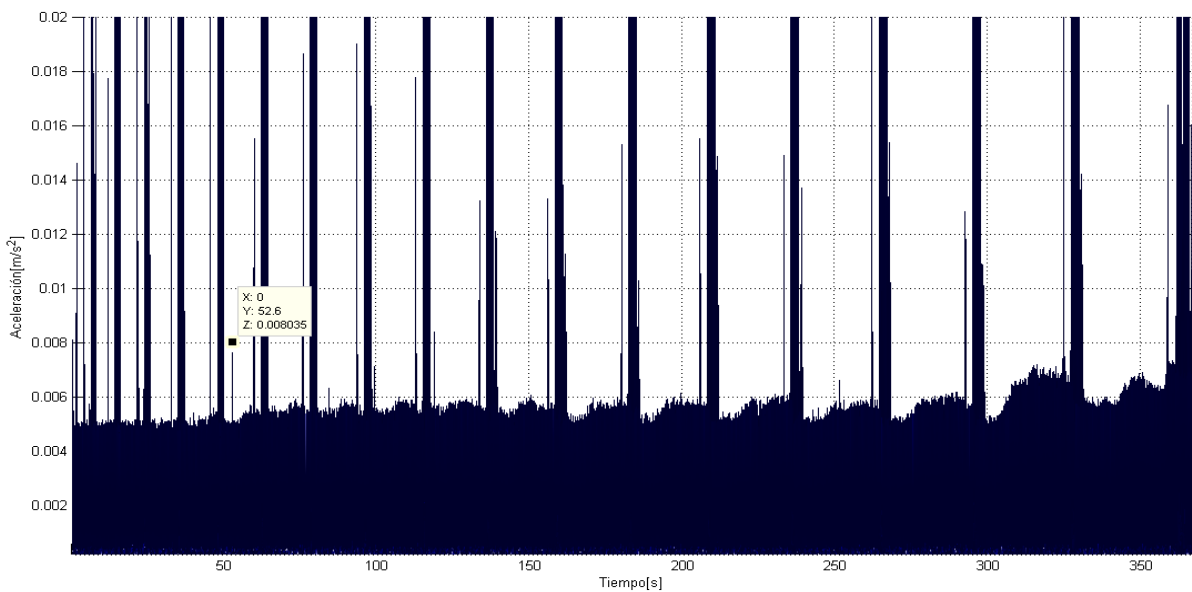
5.3.1 Cono ER16.

Figura 45. Aceleración vs Tiempo, ER16 2400RPM vacío



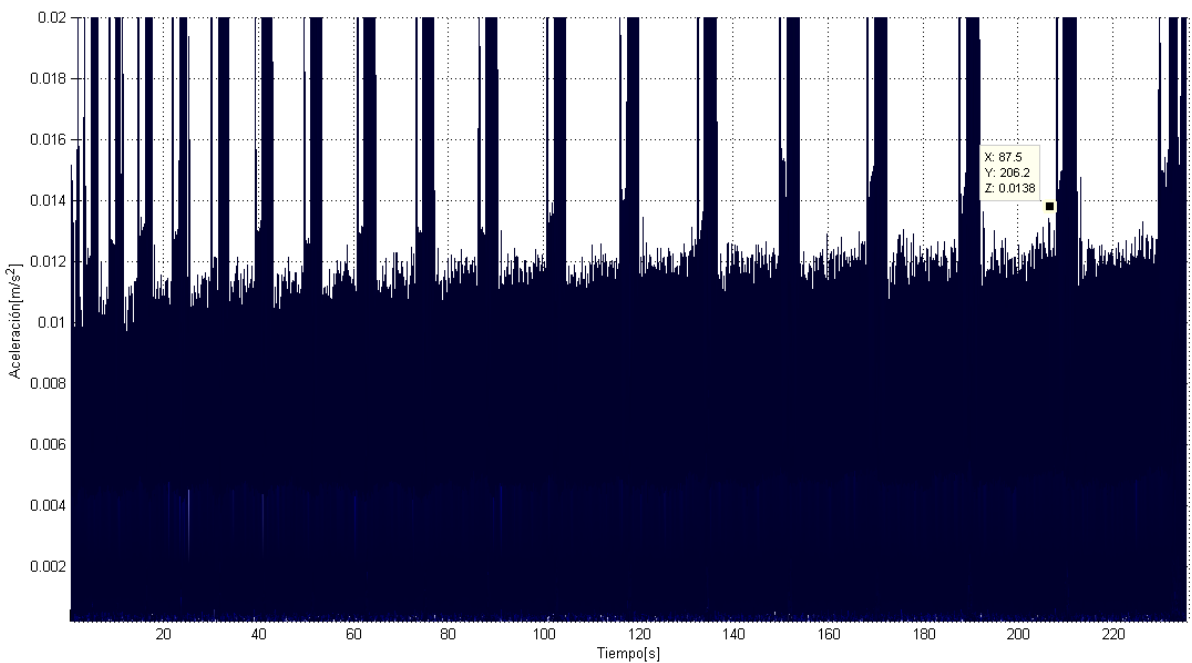
Fuente: Autor

Figura 46. Aceleración vs Tiempo, ER16 3200RPM vacío



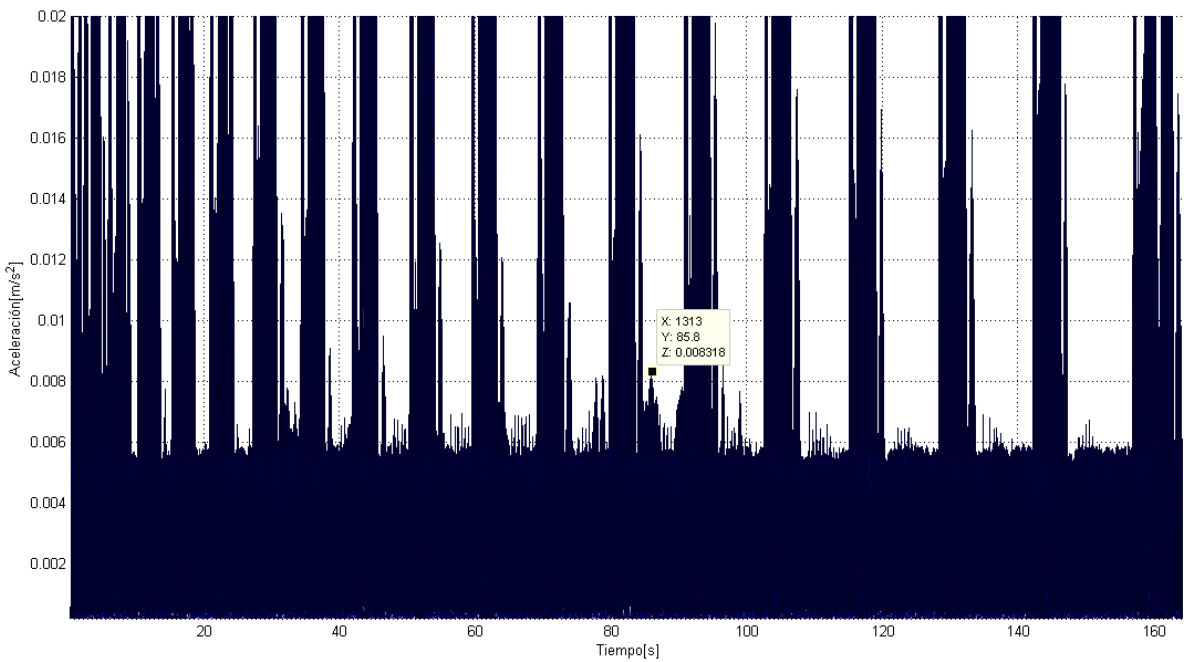
Fuente: Autor

Figura 47. Aceleración vs Tiempo, ER16 5200RPM vacío



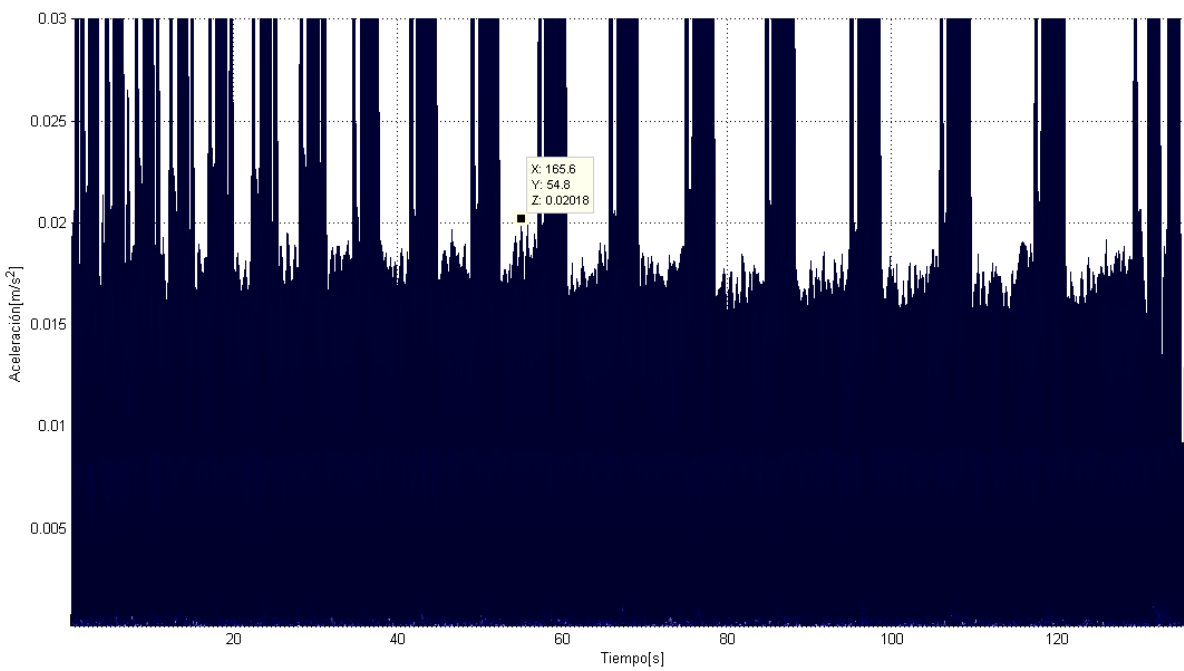
Fuente: Autor

Figura 48. Aceleración vs Tiempo, ER16 8000RPM vacío



Fuente: Autor

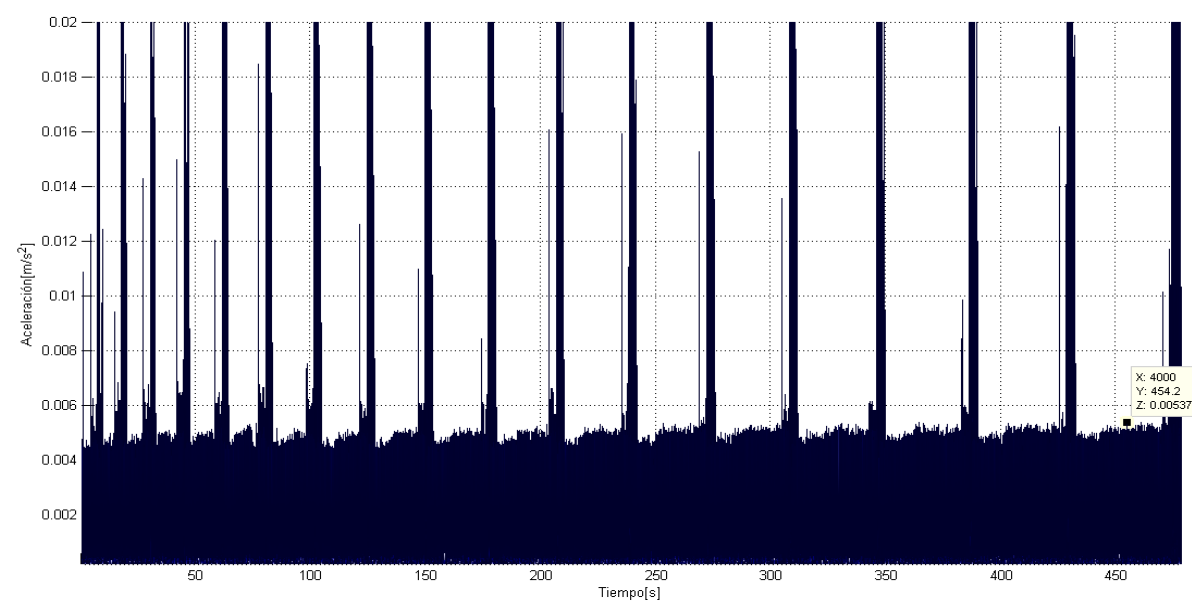
Figura 49. Aceleración vs Tiempo, ER16 10000RPM vacío



Fuente: Autor

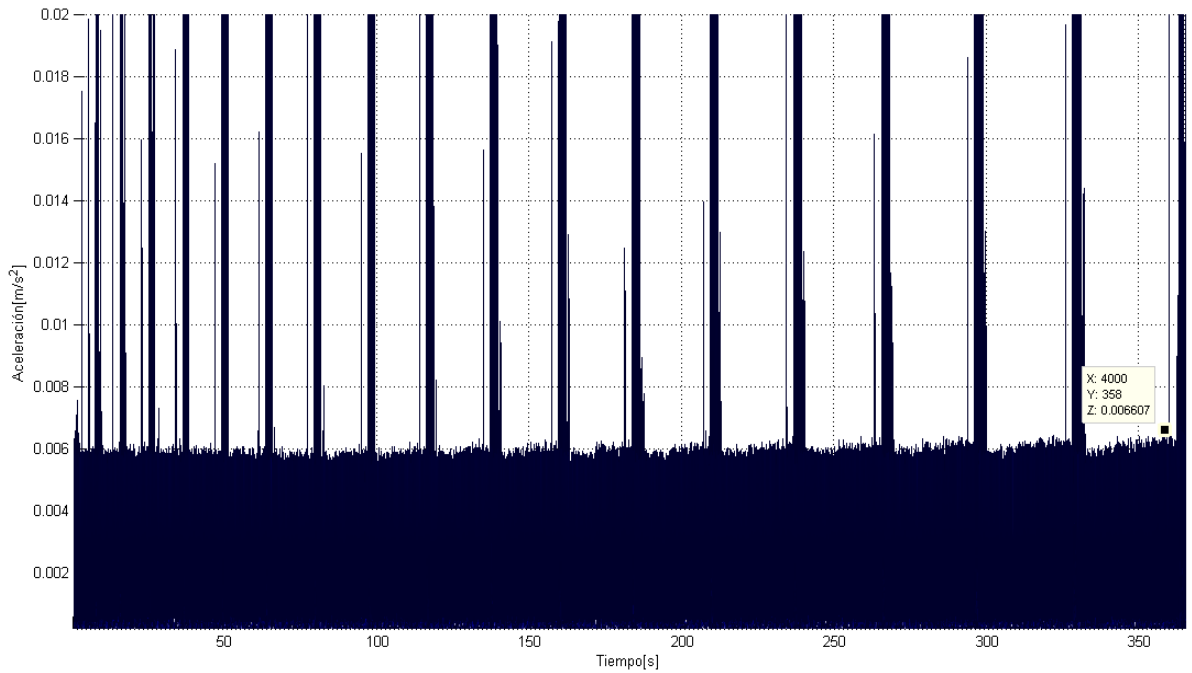
5.3.2 Cono ER32.

Figura 50. Aceleración vs Tiempo, ER32 2400RPM vacío



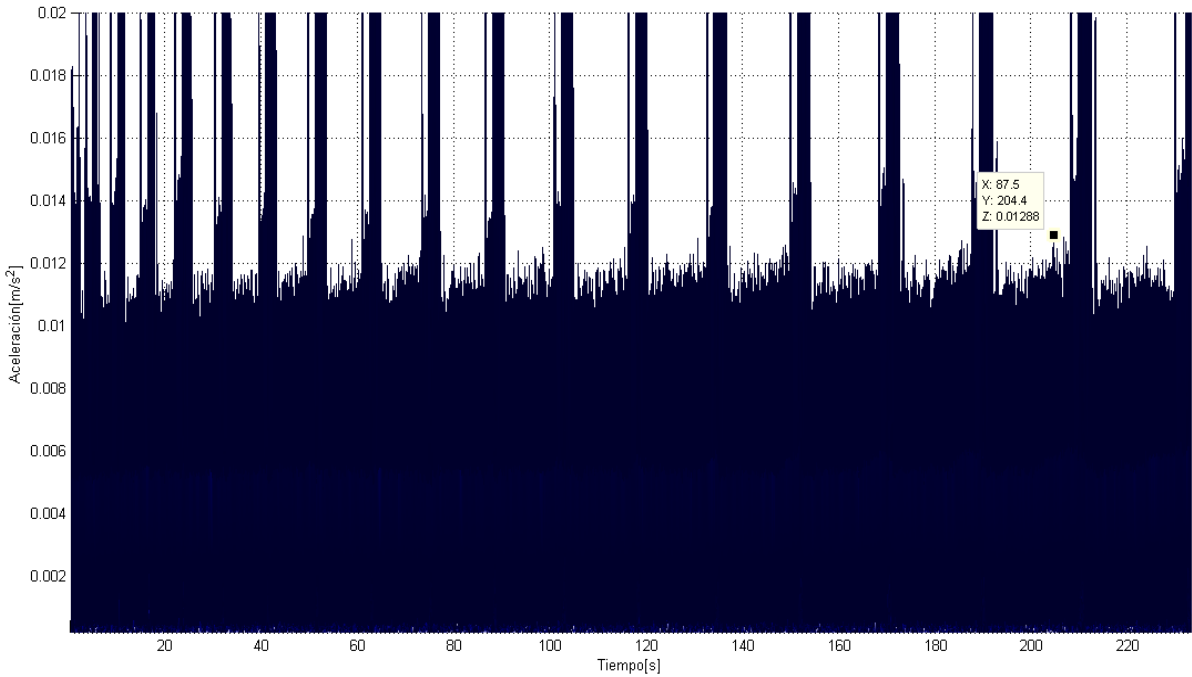
Fuente: Autor

Figura 51. Aceleración vs Tiempo, ER32 3200RPM vacío



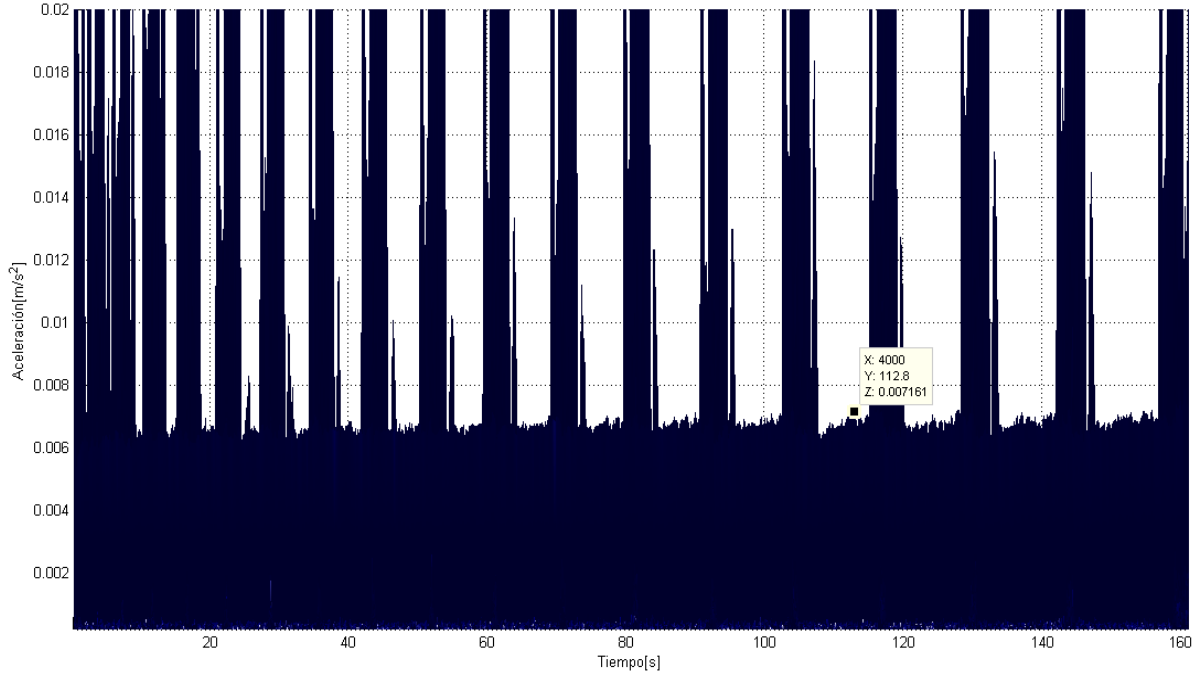
Fuente: Autor

Figura 52. Aceleración vs Tiempo, ER32 5200RPM vacío



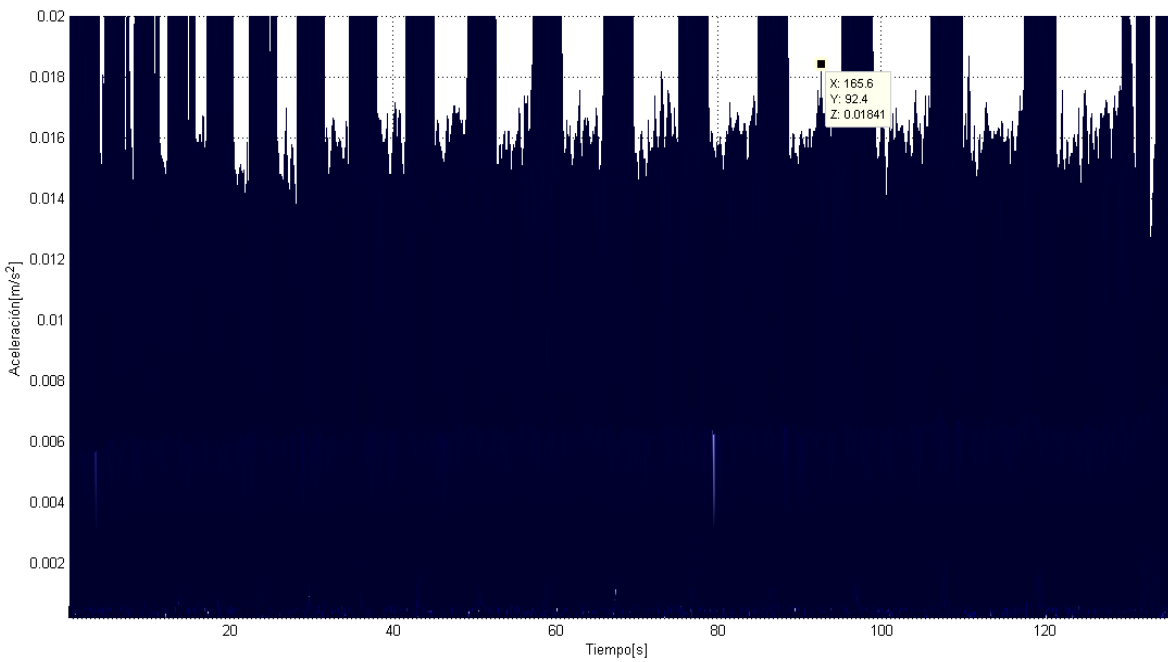
Fuente: Autor

Figura 53. Aceleración vs Tiempo, ER32 8000RPM vacío



Fuente: Autor

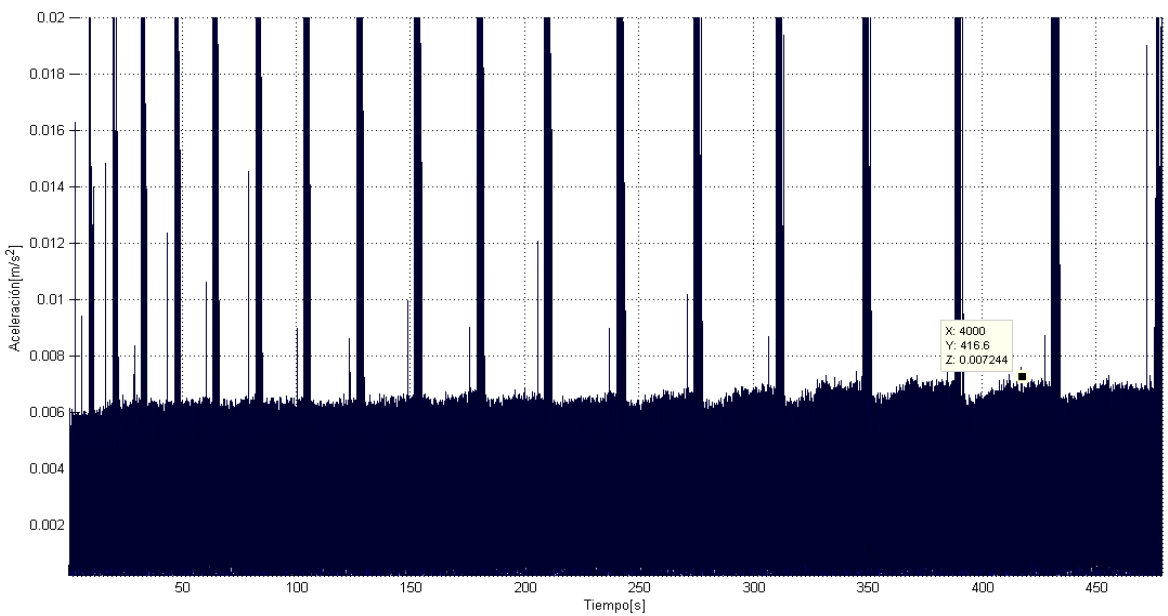
Figura 54. Aceleración vs Tiempo, ER32 10000RPM vacío



Fuente: Autor

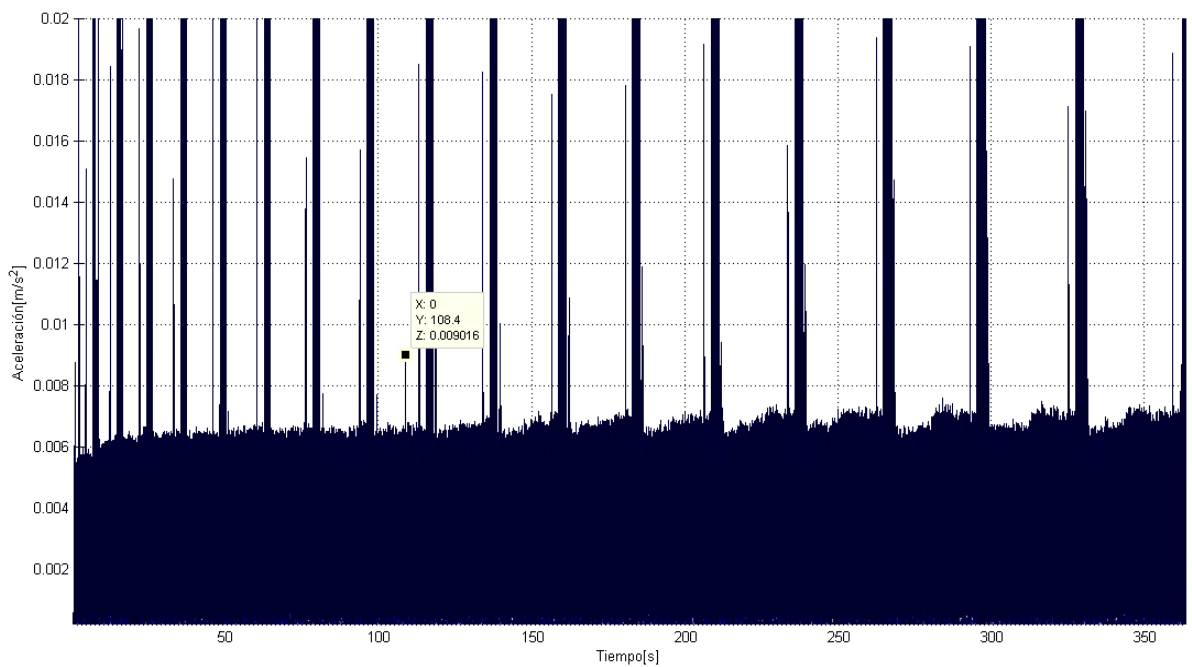
5.3.3 Cono hidráulico.

Figura 55. Aceleración vs Tiempo, HID 2400RPM vacío



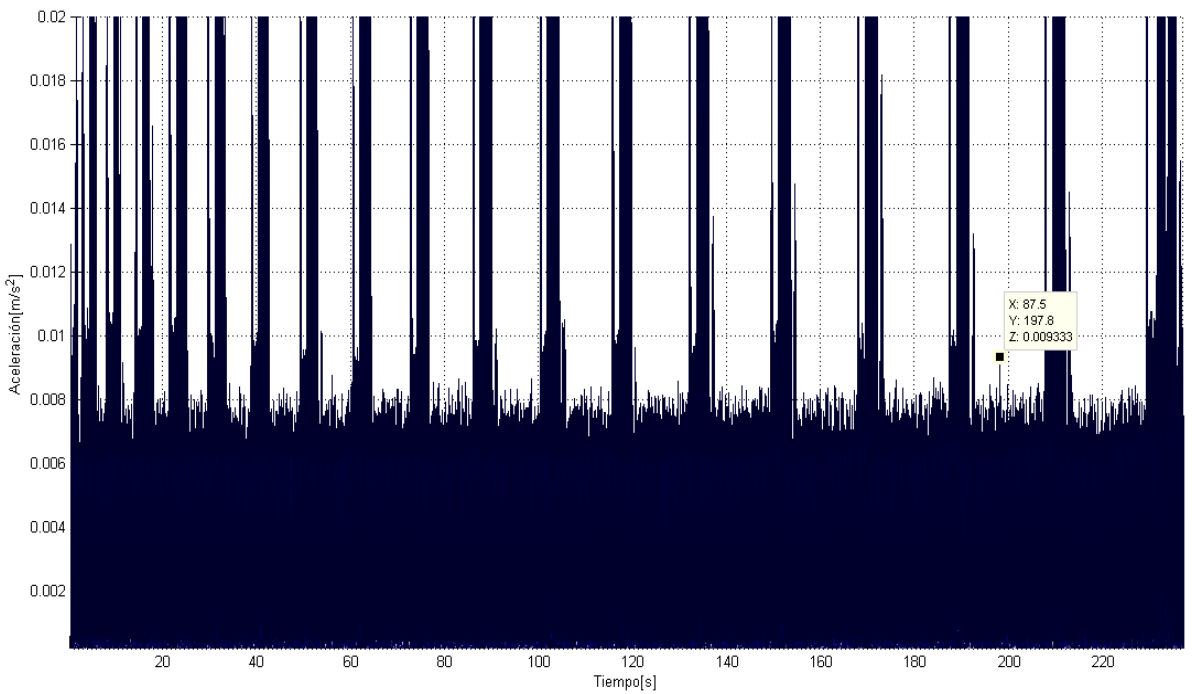
Fuente: Autor

Figura 56. Aceleración vs Tiempo, HID 3200RPM vacío



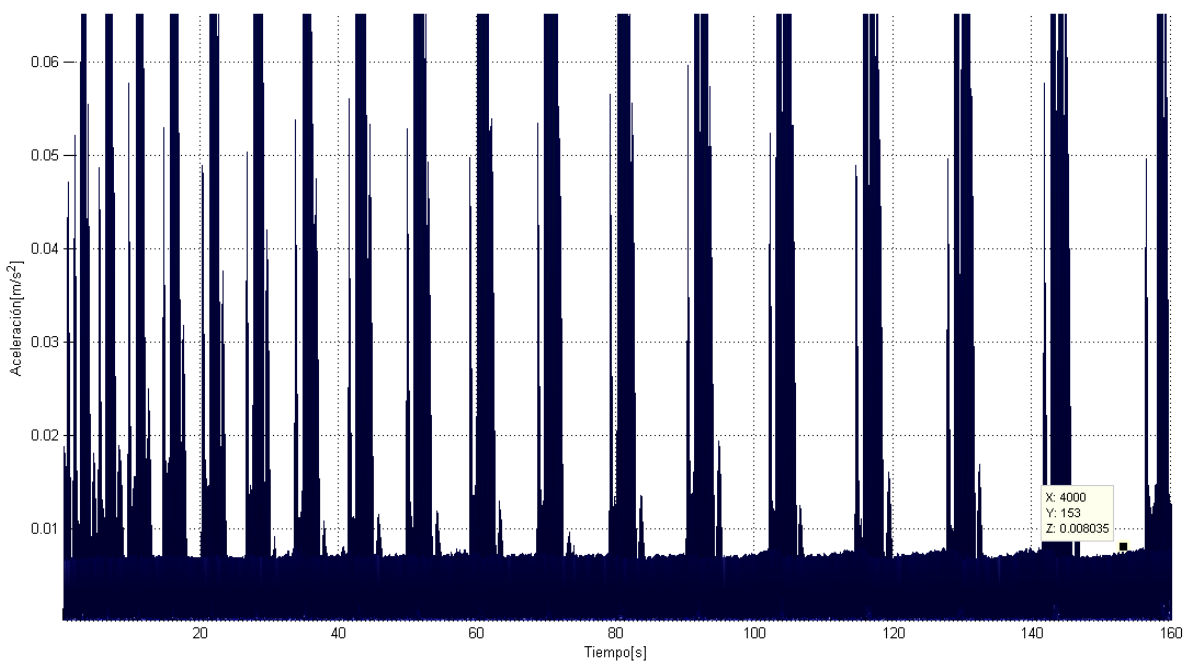
Fuente: Autor

Figura 57. Aceleración vs Tiempo, HID 5200RPM vacío



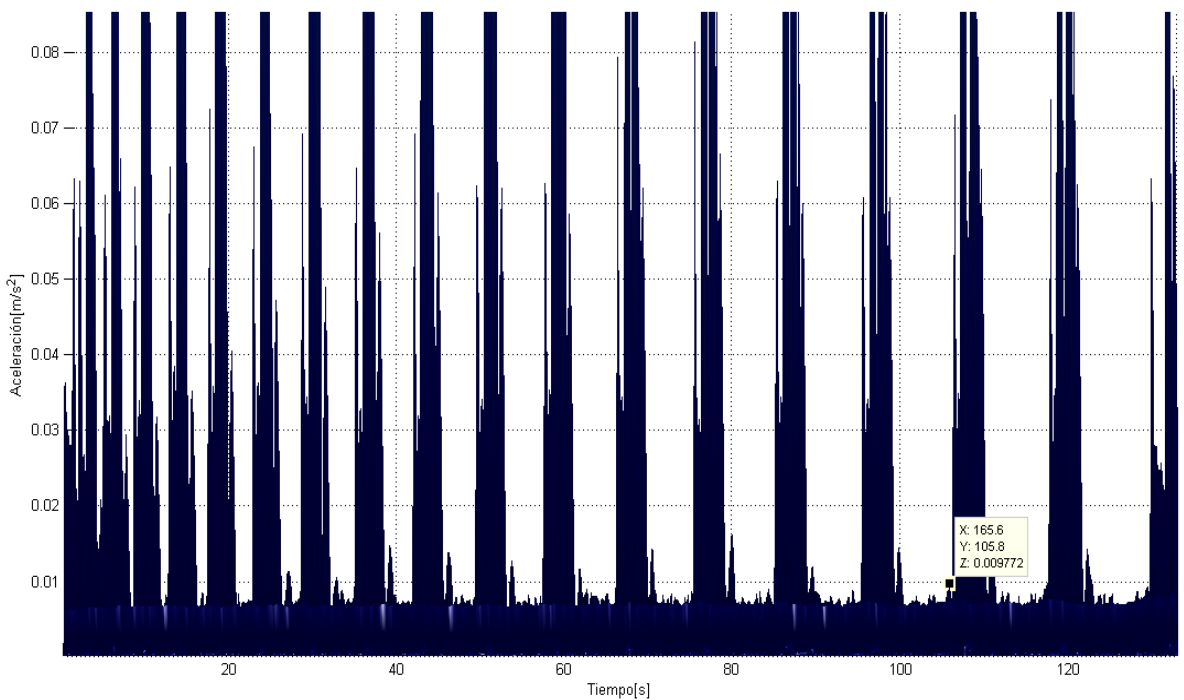
Fuente: Autor

Figura 58. Aceleración vs Tiempo, HID 8000RPM vacío



Fuente: Autor

Figura 59. Aceleración vs Tiempo, HID 10000RPM vacío



Fuente: Autor

Tabla 8. Síntesis datos, prueba en vacío

Prueba	Sistema de sujeción	α [RPM]	A (giro) [m/s ²]	F [mm/min]	Punto de medición			Variación Amplitud
					t [s]	A (vacío) [m/s ²]	f [Hz]	A(vacío) – A(giro)
EN VACÍO	ER16	2400	0,0078	240	419,6	0,0093	4000	0,0015
		3200	0,0079	320	52,6	0,008	0	0,0001
		5200	0,0128	520	206,2	0,0138	87,5	0,0010
		8000	0,0074	800	85,8	0,0083	1313	0,0009
		10000	0,0158	1000	54,8	0,0201	165,6	0,0043
	ER32	2400	0,0088	240	454,2	0,0053	4000	-0,0035
		3200	0,0091	320	358	0,0066	4000	-0,0025
		5200	0,019	520	204,4	0,0128	87,5	-0,0062
		8000	0,029	800	112,8	0,0071	4000	-0,0219
		10000	0,0412	1000	92,4	0,0184	165,6	-0,0228
	HIDRÁULICO	2400	0,009	240	416,6	0,0072	4000	-0,0018
		3200	0,009	320	108,4	0,009	0	0,0000
		5200	0,0114	520	197,8	0,0093	87,5	-0,0021
		8000	0,0342	800	153	0,008	4000	-0,0262
		10000	0,0251	1000	105,8	0,0097	165,6	-0,0154

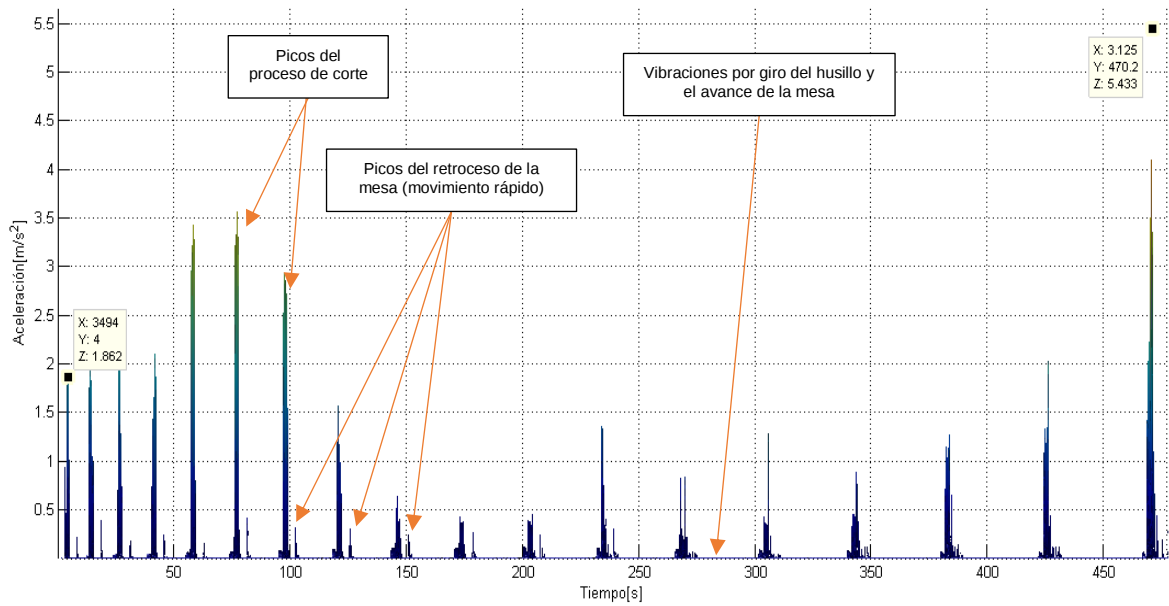
Fuente: Autor

Es importante observar como ciertas amplitudes de vibración del proceso en vacío, resultaron ser menores incluso que las del giro libre del husillo, es por esto que en la Tabla 8, algunos valores del avance dieron negativos.

5.4 PRUEBA DURANTE PROCESO DE FRESADO

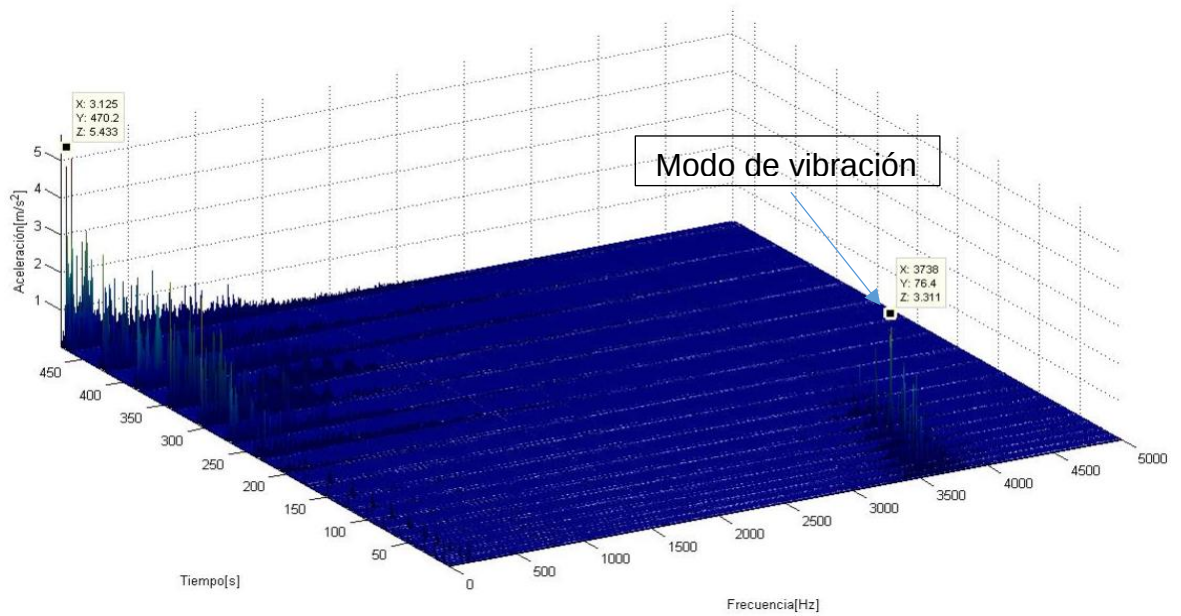
5.4.1 Cono ER16. Durante la mayoría de las pruebas en el cono ER16 el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de las profundidades de corte más altas (7,667 mm y 8 mm). En las 2400 RPM las profundidades de corte más estables se presentaron hasta los 5 mm aproximadamente (Figura 60).

Figura 60. Aceleración vs Tiempo, ER16 2400RPM cortando



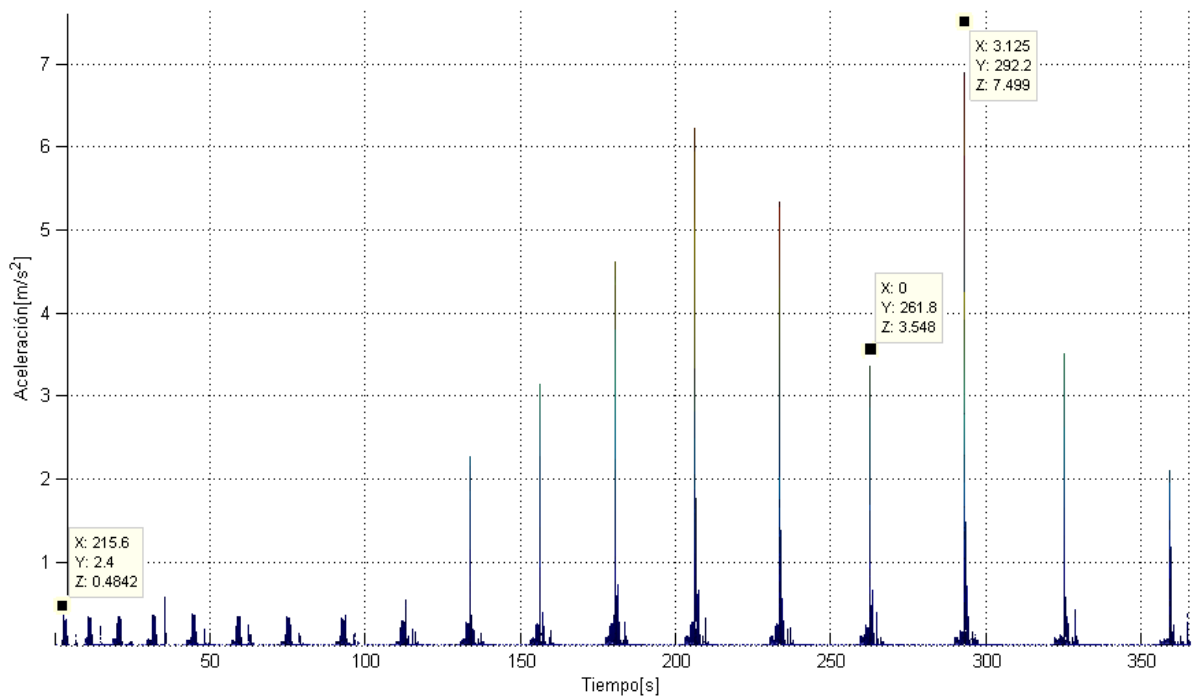
Fuente: Autor

Figura 61. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16 2400RPM cortando



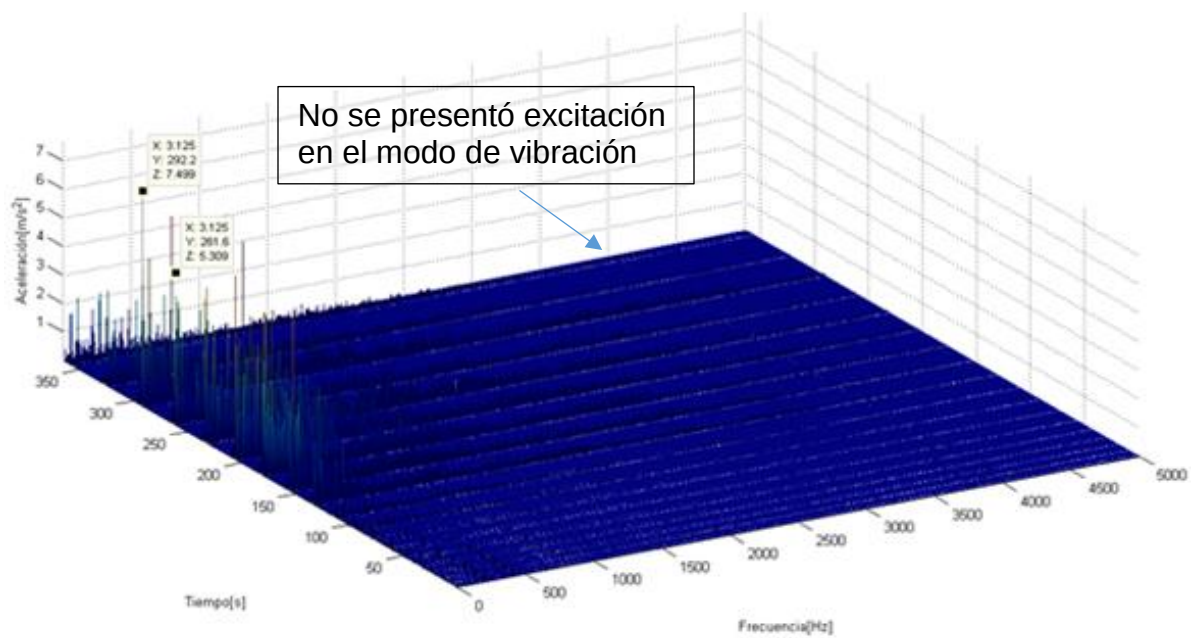
Fuente: Autor

Figura 62. Aceleración vs Tiempo, ER16 3200RPM cortando



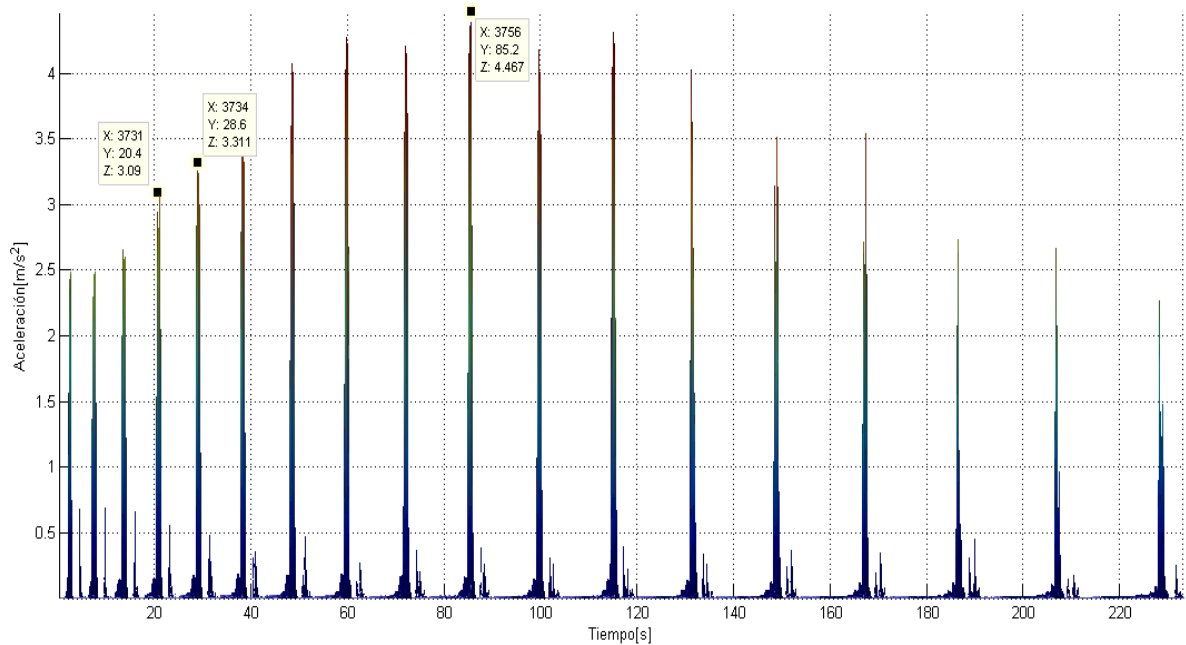
Fuente: Autor

Figura 63. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16 3200RPM cortando



Fuente: Autor

Figura 64. Aceleración vs Tiempo, ER16 5200RPM cortando



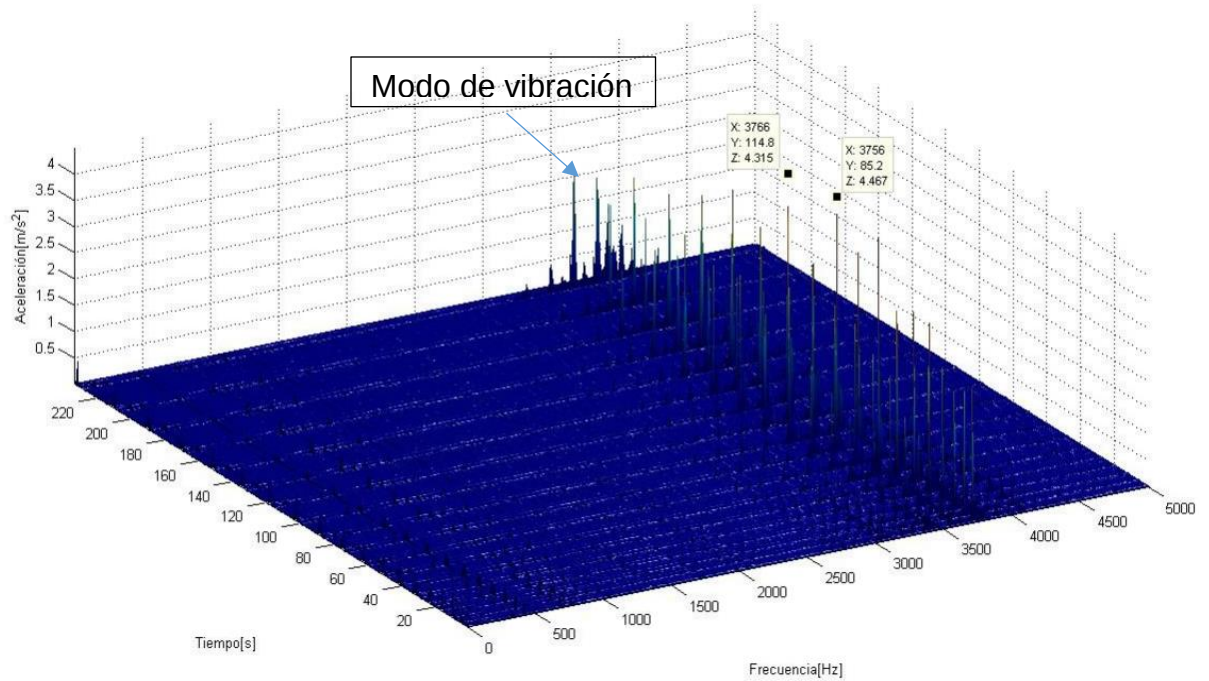
Fuente: Autor

Nuevamente los picos del retroceso de la herramienta que se evidenciaron en las pruebas en vacío a 3200 RPM, fueron más bajos en comparación con los picos generados por el proceso de corte. En cuanto al giro del husillo y el avance de la mesa, los valores fueron tan bajos que no se alcanzan a evidenciar en la escala de la gráfica, que representa las amplitudes del proceso de corte.

Para las 5200 RPM, En la Figura 64 se muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de las profundidades de corte más altas (7,334 mm, 7,667 mm y 8 mm), las cuales fueron las profundidades de corte más estables. Se presentaron picos de vibración alrededor de los 3800 Hz (Figura 65).

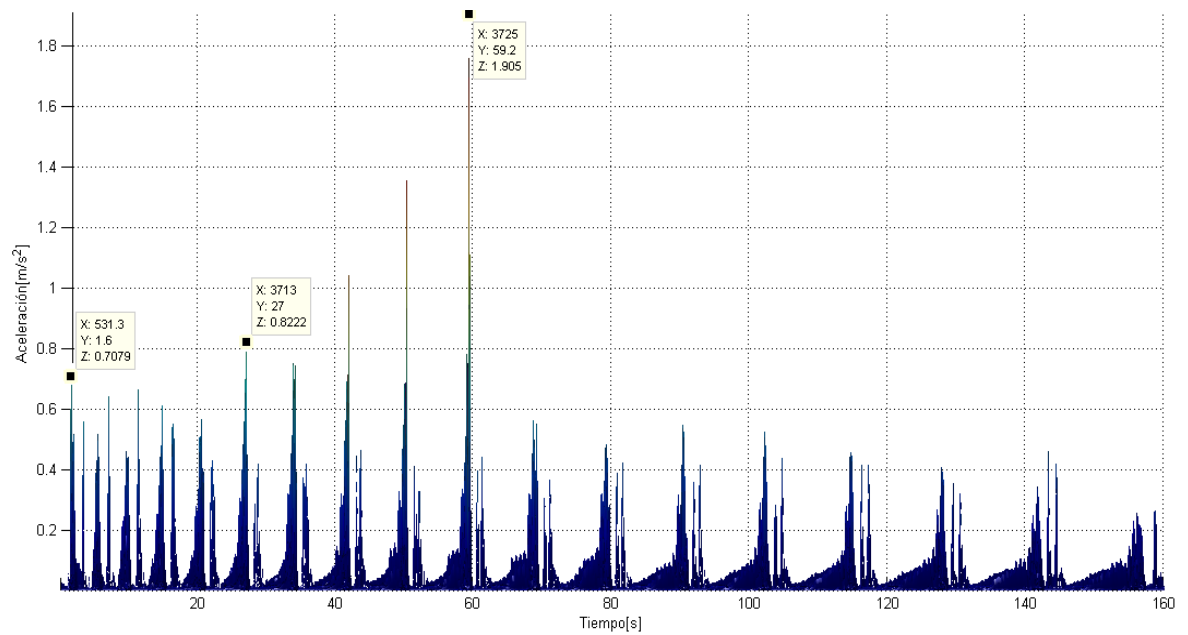
Para las 8000 RPM, se muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de las profundidades de corte mayores a 5,334 mm. Las profundidades de corte más estables se presentaron entre los 5,667 mm y los 8 mm. Se presentaron picos de vibración alrededor de los 3800 Hz (Figura 67).

Figura 65. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16 5200RPM cortando



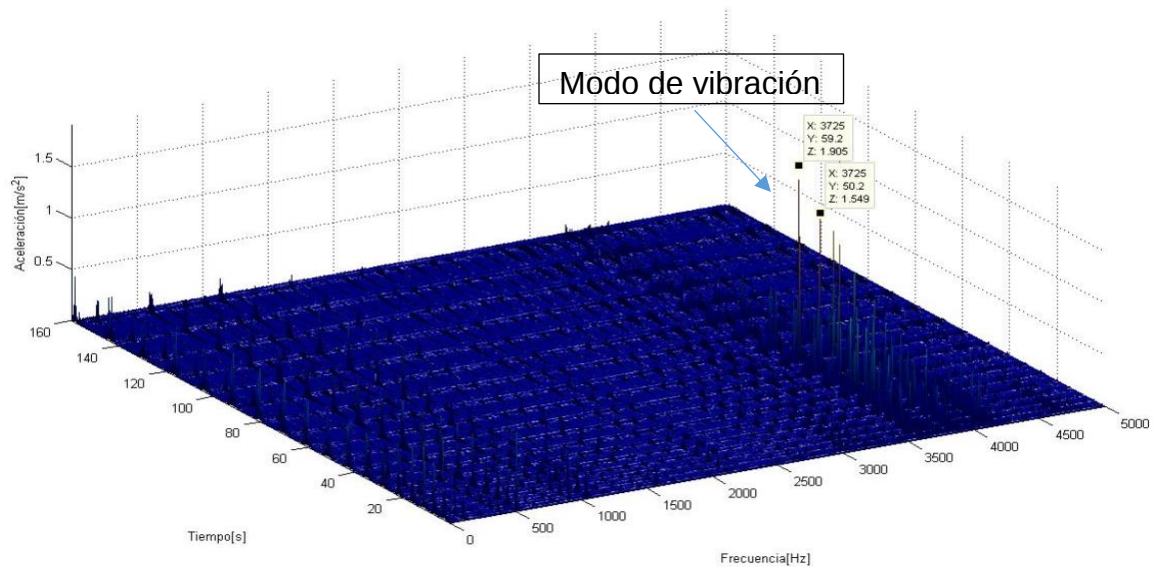
Fuente: Autor

Figura 66. Aceleración vs Tiempo, ER16 8000RPM cortando



Fuente: Autor

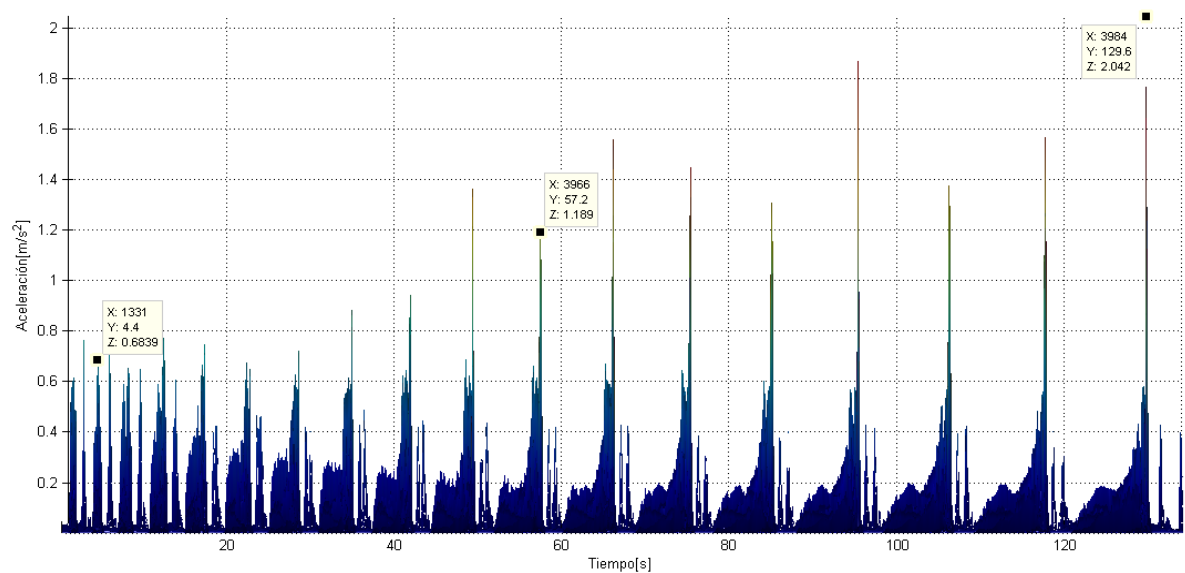
Figura 67. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16 8000RPM cortando



Fuente: Autor

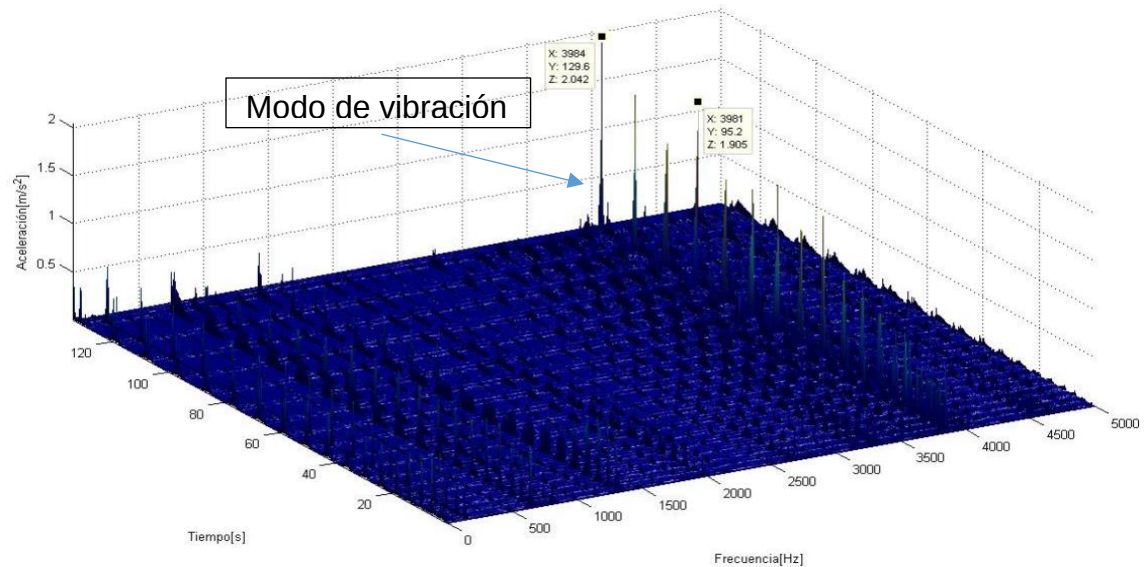
Para las 10000 RPM (Figura 68) se presentaron picos de vibración alrededor de los 4000 Hz (Figura 69). En la Figura 68 se muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de los 5,667 mm y 6,667 mm.

Figura 68. Aceleración vs Tiempo cono ER16, 10000RPM cortando



Fuente: Autor

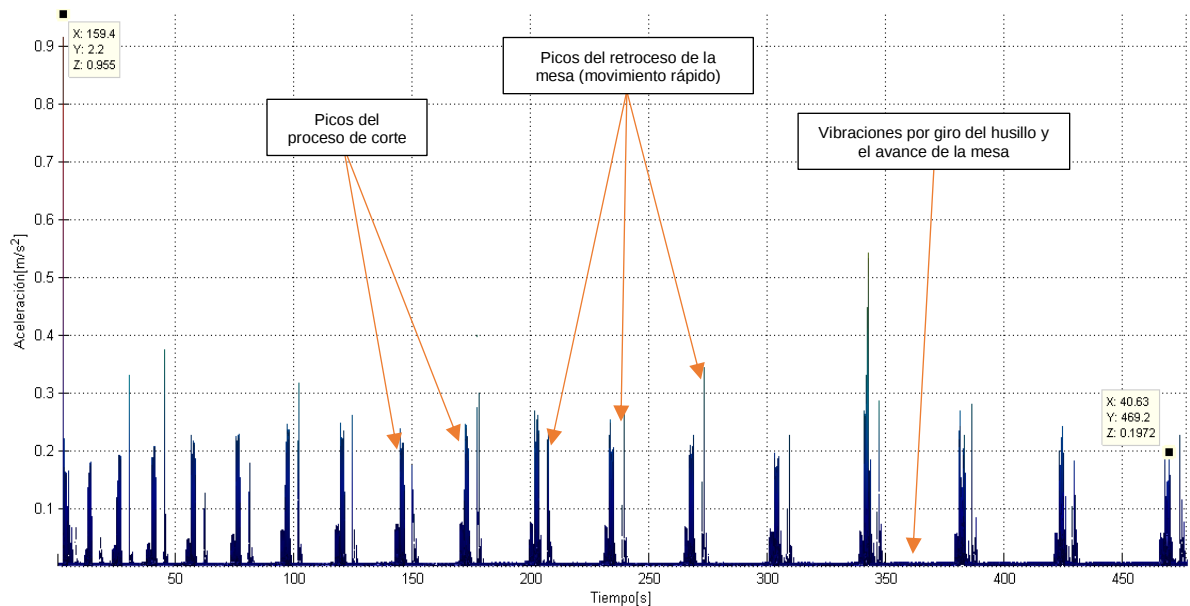
Figura 69. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER16 10000RPM cortando



Fuente: Autor

5.4.2 Cono ER32. En la Figura 70 se muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de los 6,334 mm y 8 mm de profundidad.

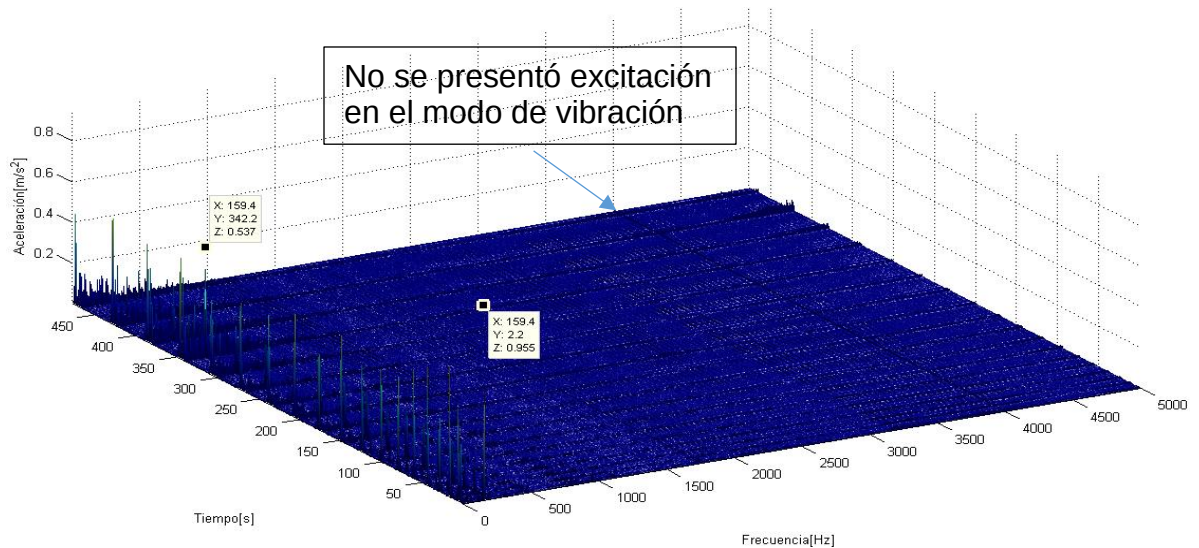
Figura 70. Aceleración vs Tiempo, ER32 2400RPM cortando



Fuente: Autor

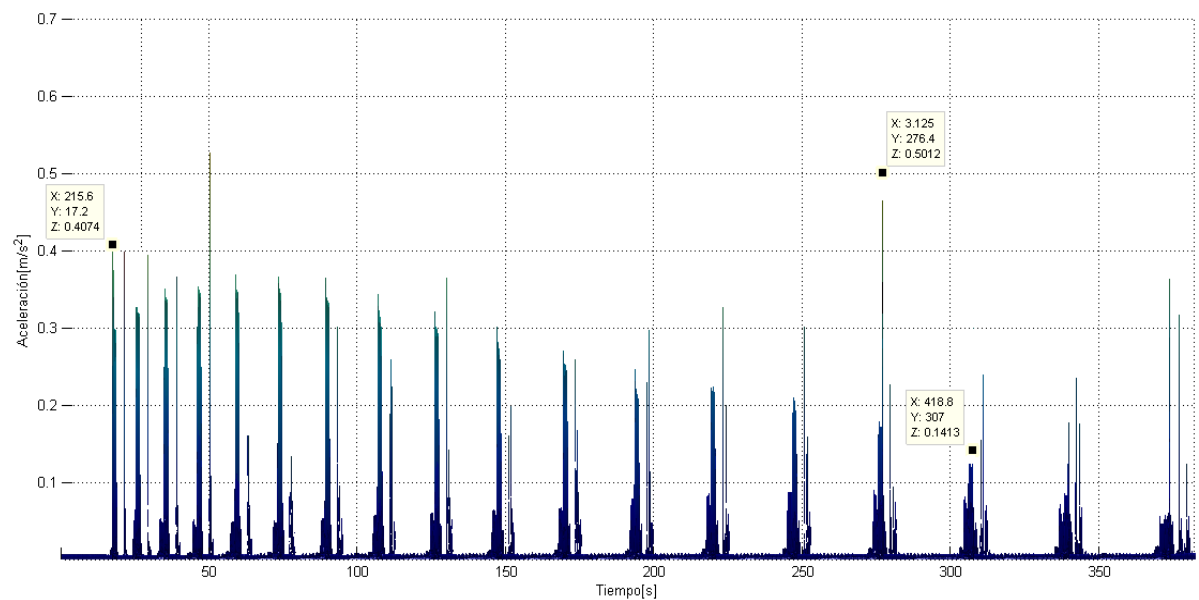
En el caso de las 3200 RPM, la Figura 72 muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de los 6,667 mm y 7,667 mm, entre otros. No se presentaron picos de vibración alrededor de los 3800 Hz (Figura 73).

Figura 71. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32 2400RPM cortando



Fuente: Autor

Figura 72. Aceleración vs Tiempo, ER32 3200RPM cortando



Fuente: Autor

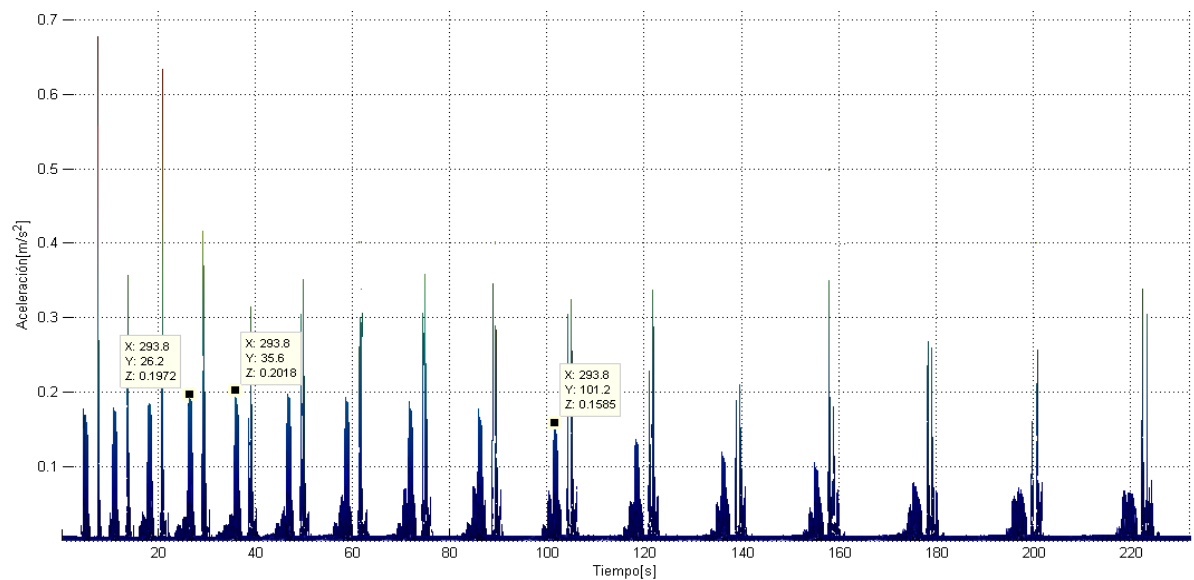
Figura 73. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32 3200RPM cortando



Fuente: Autor

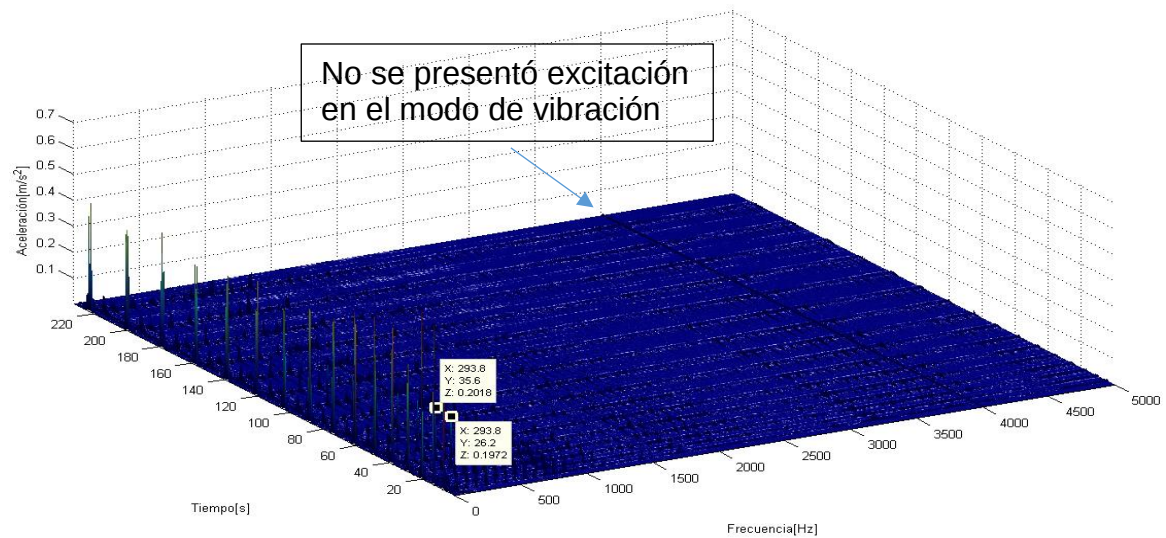
Para las 5200 RPM, la Figura 74 muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de las profundidades mayores a 3,667 mm. No se presentaron picos de vibración alrededor de los 3800 Hz (Figura 75).

Figura 74. Aceleración vs Tiempo, ER32 5200RPM cortando



Fuente: Autor

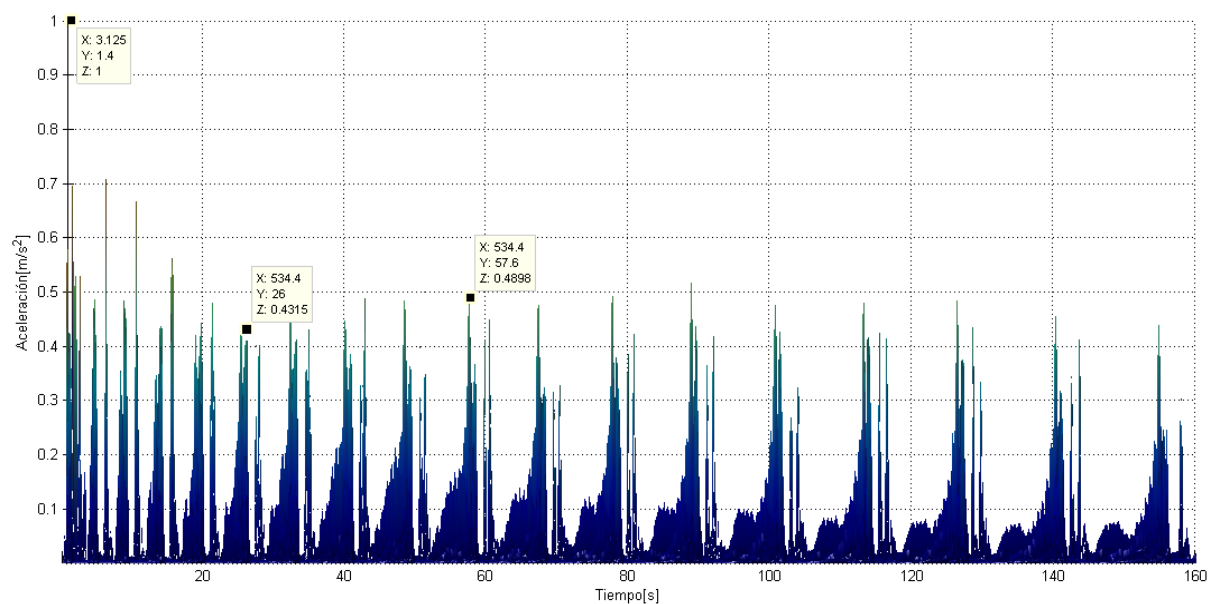
Figura 75. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32 5200RPM cortando



Fuente: Autor

Para las 8000 RPM, la Figura 76 muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de las profundidades de corte más altas (7,667 mm y 8 mm). No se presentaron picos de vibración alrededor de los 3800 Hz (Figura 77).

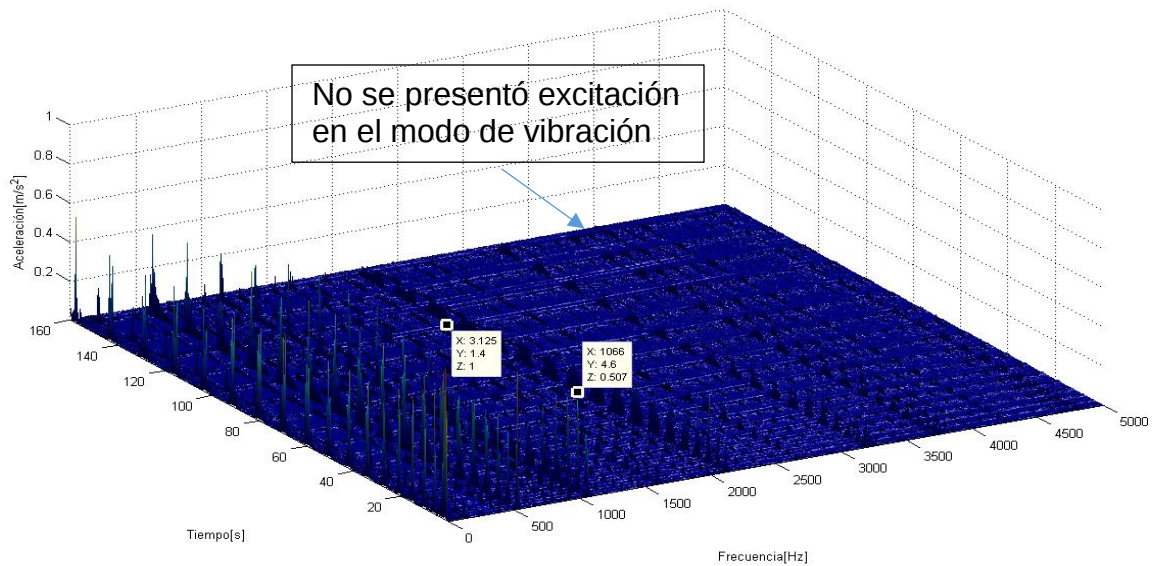
Figura 76. Aceleración vs Tiempo, ER32 8000RPM cortando



Fuente: Autor

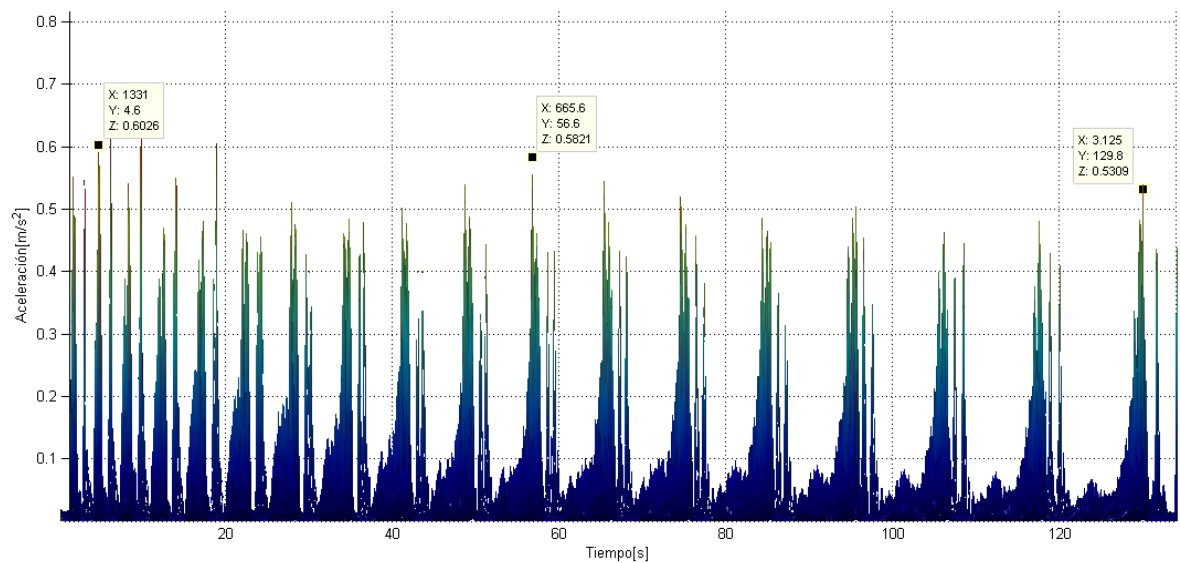
Para las 10000 RPM, En la Figura 78 se muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de las profundidades de corte 3,334 mm y 6,667 mm, entre otros. No se presentaron picos de vibración alrededor de los 4000 Hz (Figura 79).

Figura 77. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32 8000RPM cortando



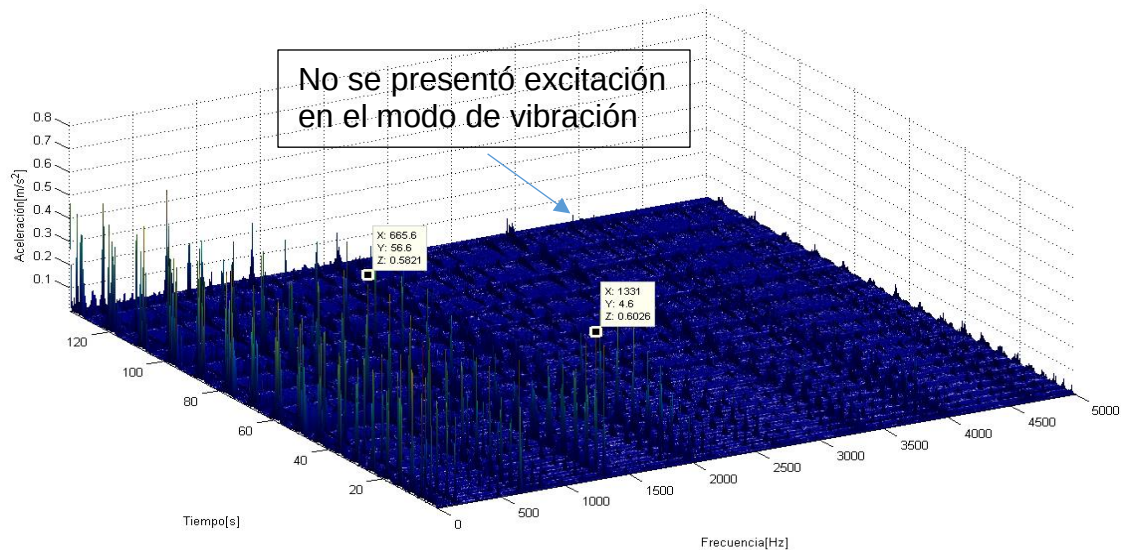
Fuente: Autor

Figura 78. Aceleración vs Tiempo, ER32 10000RPM cortando



Fuente: Autor

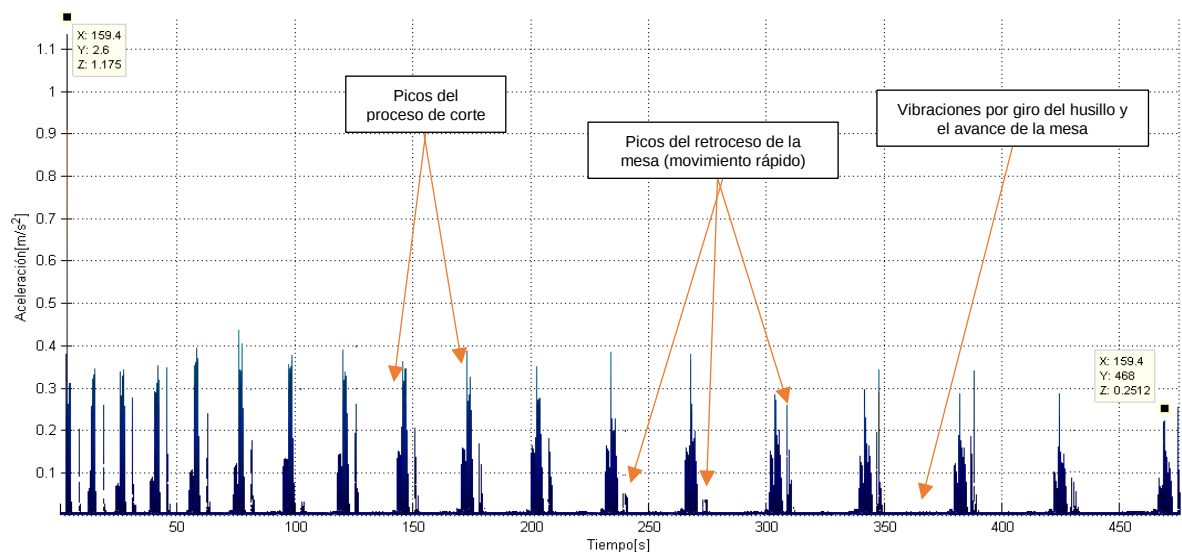
Figura 79. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, ER32 10000RPM cortando



Fuente: Autor

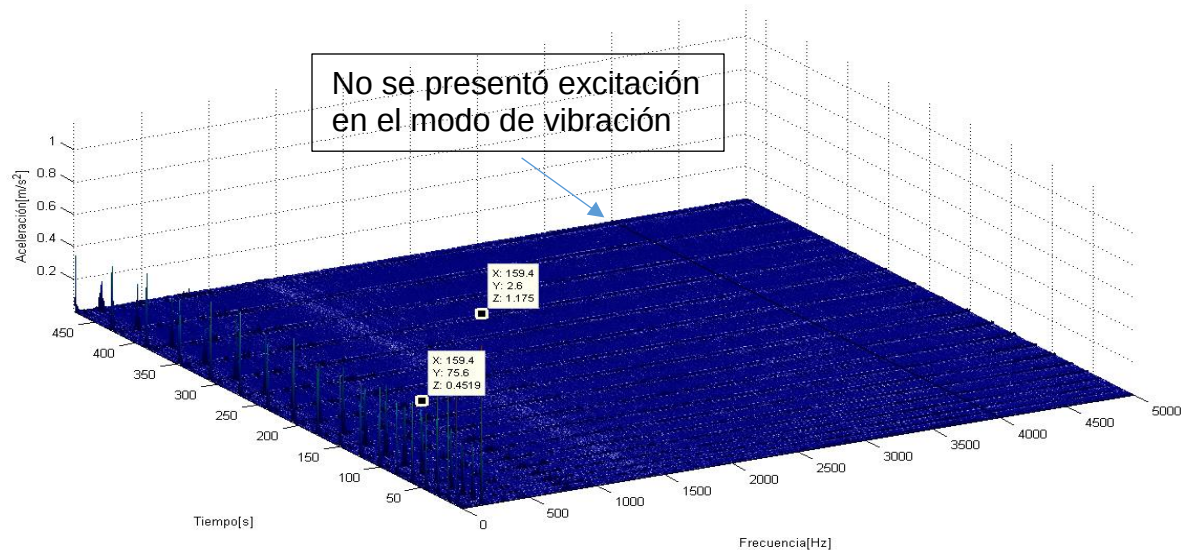
5.4.3 Cono hidráulico. En la Figura 80 se muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de las profundidades de corte 2,667 mm y 7,334 mm, entre otros. Las profundidades de corte más estables se presentaron después de los 6,334 mm. Se presentaron leves picos de vibración alrededor de los 4000 Hz (Figura 81).

Figura 80. Aceleración vs Tiempo, HID 2400RPM cortando



Fuente: Autor

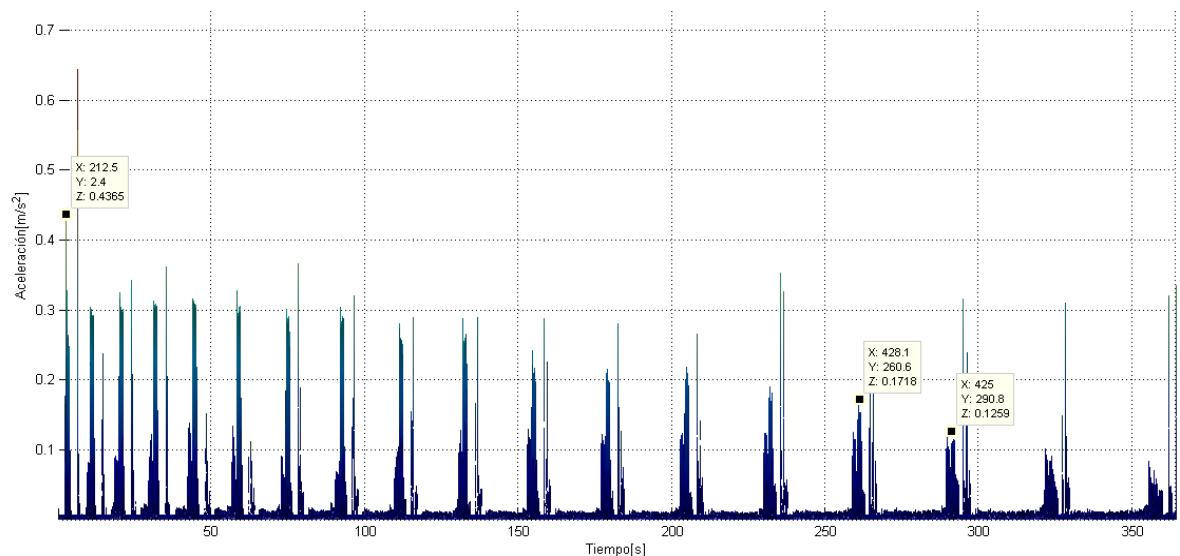
Figura 81. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, HID 2400RPM cortando



Fuente: Autor

En el caso de las 3200 RPM, la Figura 82 muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de las profundidades de corte mayores a 7 mm, entre otros. Las profundidades de corte más estables se presentaron después de los 5,334 mm. No se presentaron picos de vibración alrededor de los 3800 Hz (Figura 83).

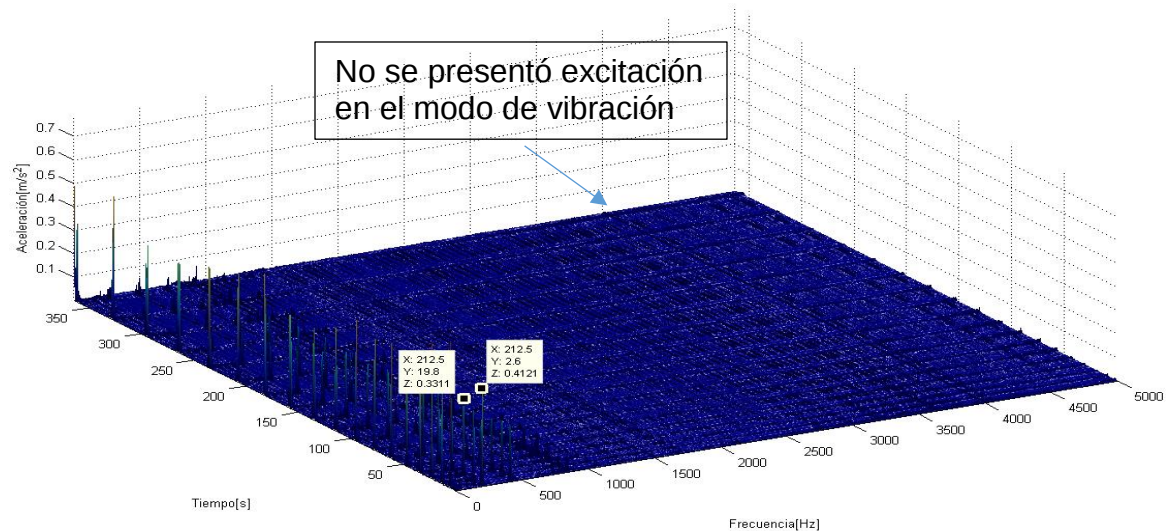
Figura 82. Aceleración vs Tiempo, HID 3200RPM cortando



Fuente: Autor

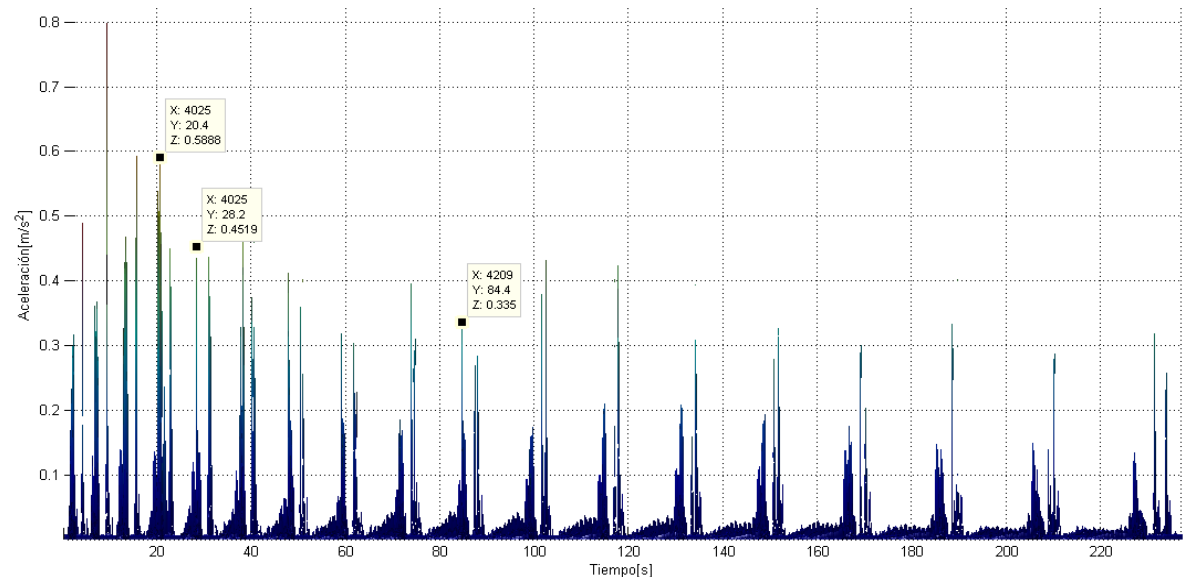
Para las 5200 RPM, la Figura 84 muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de profundidades de corte como 5 mm y 8 mm, entre otros. Las profundidades de corte más estables se presentaron después de los 5,334 mm. Se presentaron picos de vibración alrededor de los 4000 Hz (Figura 85).

Figura 83. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, HID 3200RPM cortando



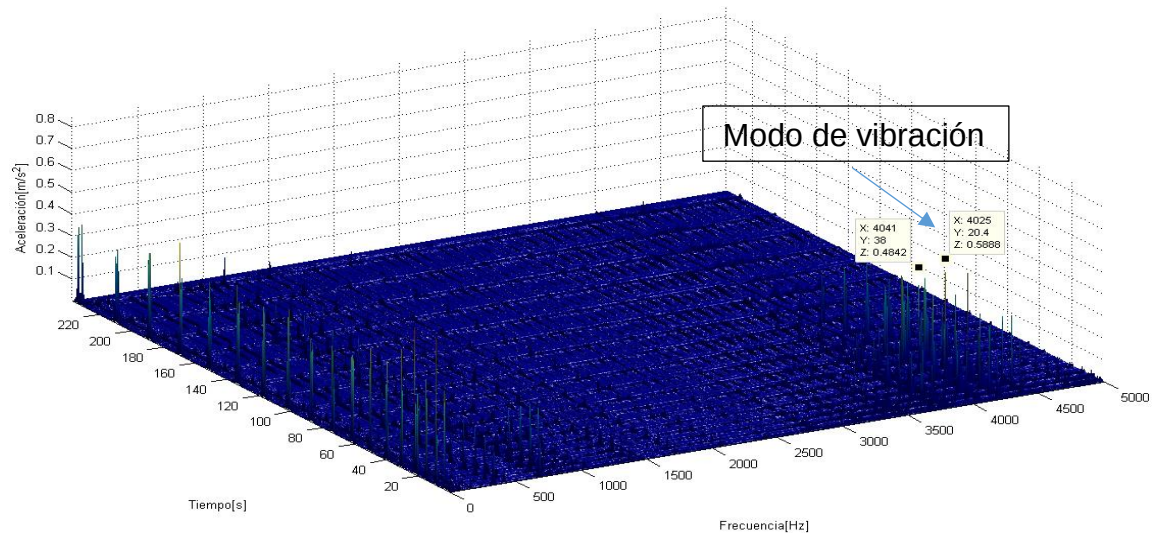
Fuente: Autor

Figura 84. Aceleración vs Tiempo, HID 5200RPM cortando



Fuente: Autor

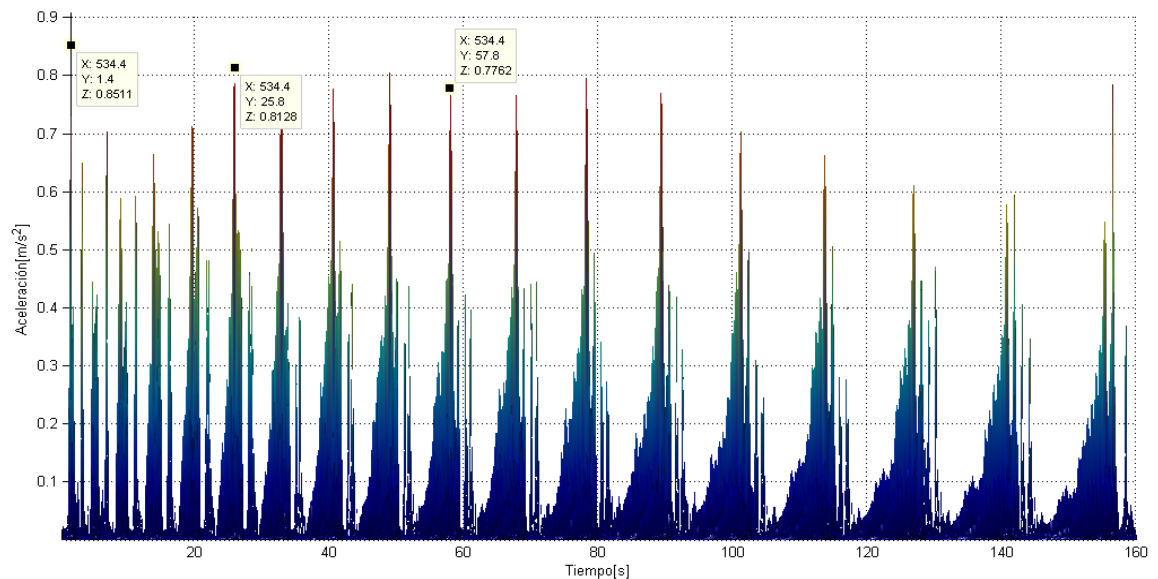
Figura 85. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, HID 5200RPM cortando



Fuente: Autor

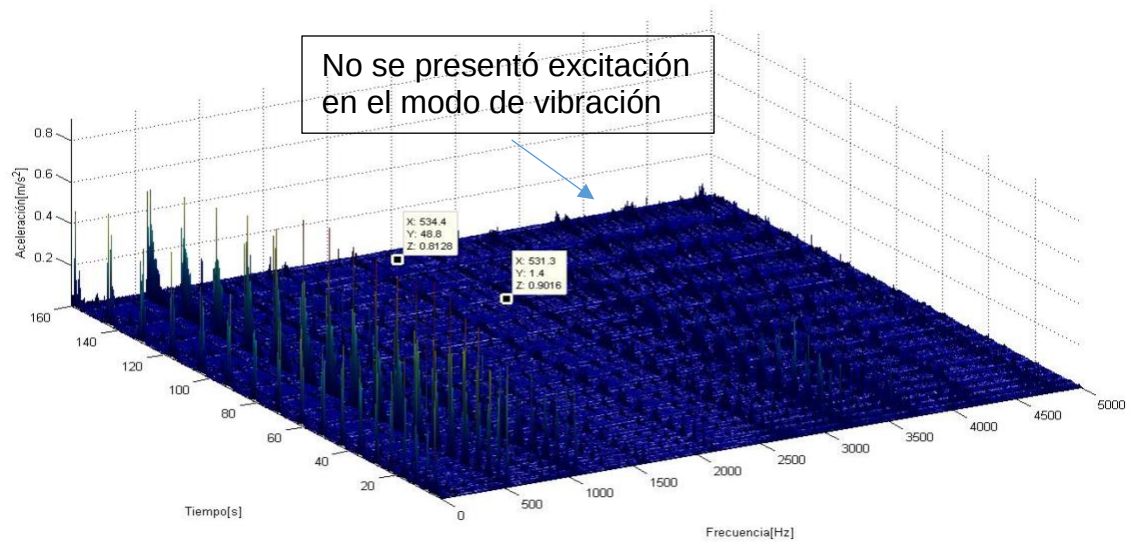
Para las 8000 RPM, la Figura 86 muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de profundidades de corte como 2,667 mm y 7,667 mm, entre otros. Las profundidades de corte más estables se presentaron después de los 6,667 mm. Se presentaron unos pequeños picos de vibración alrededor de los 3250 Hz (Figura 87).

Figura 86. Aceleración vs Tiempo, HID 8000RPM cortando



Fuente: Autor

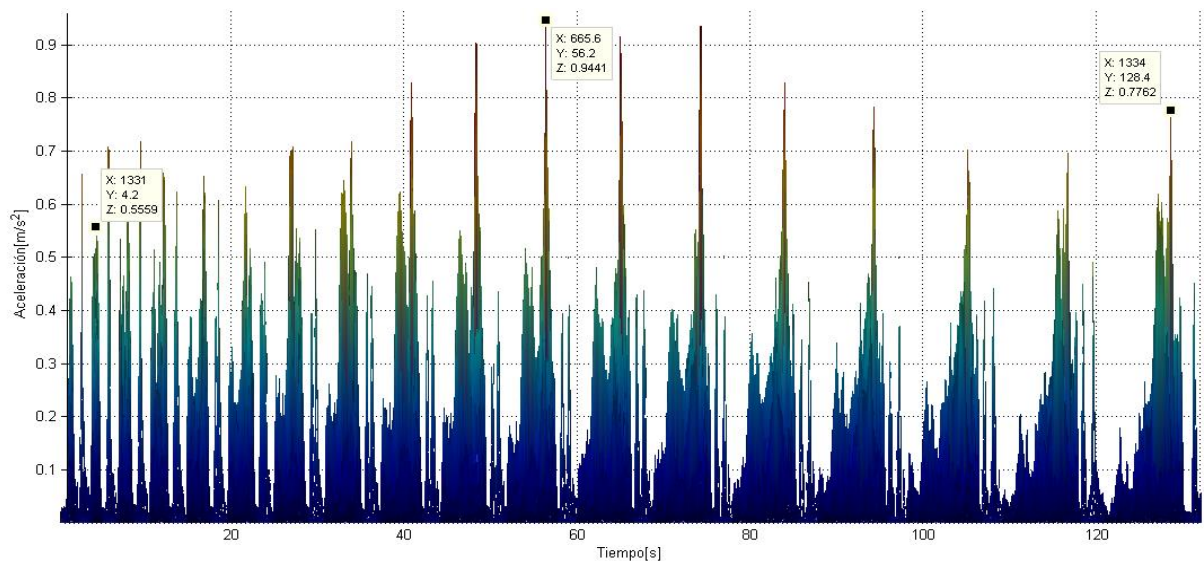
Figura 87. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, HID 8000RPM cortando



Fuente: Autor

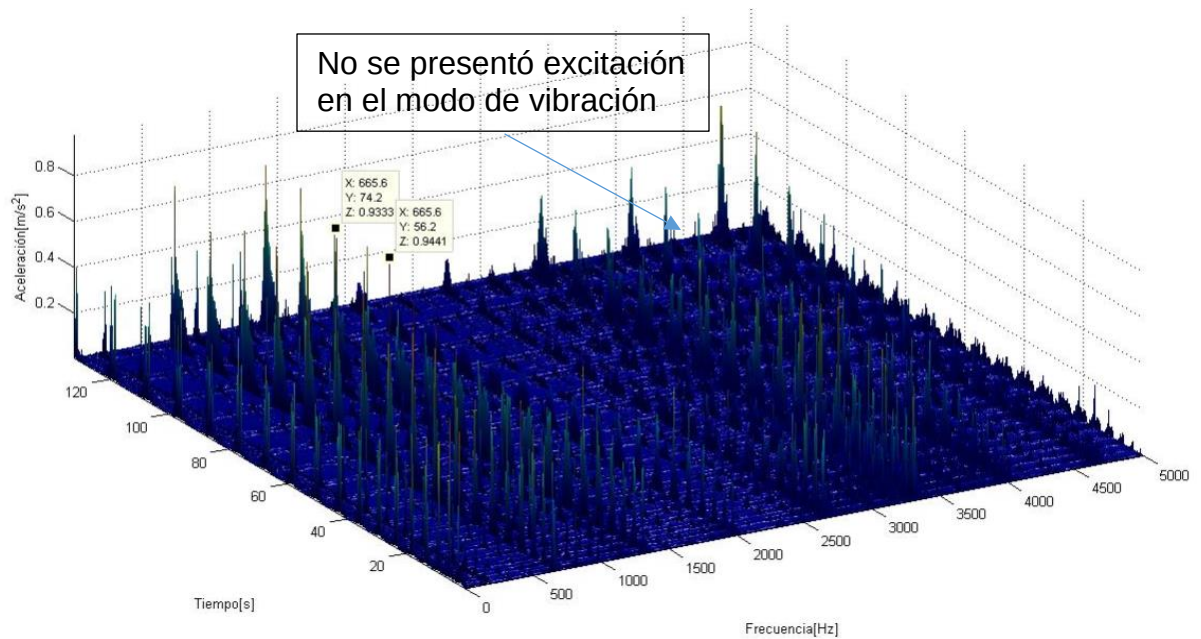
Para las 10000 RPM, la Figura 88 muestra como en algunos momentos, el proceso se hizo más estable a pesar de cortar más material, como fue el caso de profundidades de corte como 4 mm y 7,667 mm, entre otros. Las profundidades de corte más estables se presentaron antes de los 5 mm. Se presentaron picos de vibración alrededor de todos los datos (Figura 89).

Figura 88. Aceleración vs Tiempo, HID 10000RPM cortando



Fuente: Autor

Figura 89. Aceleración vs Tiempo vs Frecuencia, Hid 10000RPM cortando



Fuente: Autor

Tabla 9. Síntesis datos, prueba durante proceso de fresado

Prueba	Sistema de sujeción	n [RPM]	F [mm/min]	A (avance) [m/s ²]	Punto de medición				Amplitud mismo punto, diferente cono [m/s ²]		Variación Amplitud
					t [s]	ap [mm]	A (fresado) [m/s ²]	f [Hz]	ER32	HID	A(fresado) - A(avance)
FRESADO	ER16	2400	240	0,0015	470,2	8	5,433	3,125	0,1972	0,2512	5,4315
		3200	320	0,0001	292,2	7,334	7,499	3,125	0,1413	0,1259	7,4989
		5200	520	0,0010	85,2	5,334	4,467	3756	0,1585	0,335	4,4660
		8000	800	0,0009	59,2	5,334	1,905	3725	0,4898	0,7762	1,9041
		10000	1000	0,0043	129,6	8	2,042	3984	0,5309	0,7762	2,0377
									ER16	HID	
	ER32	2400	240	0,0053	2,2	2,334	0,955	159,4	1,862	1,175	0,9497
		3200	320	0,0066	276,4	7	0,5012	3,125	3,548	0,1718	0,4946
		5200	520	0,0128	35,6	3,667	0,2018	293,8	3,311	0,4519	0,1890
		8000	800	0,0071	1,4	2,334	1	3,125	0,7079	0,8511	0,9929
		10000	1000	0,0184	4,6	2,667	0,6026	1331	0,6839	0,5559	0,5842
									ER16	ER32	
	HIDRÁULICO	2400	240	0,0072	2,6	2,334	1,175	159,4	1,862	0,955	1,1678
		3200	320	0,009	2,4	2,334	0,4365	212,5	0,4842	0,4074	0,4275
		5200	520	0,0093	20,4	3,334	0,5888	4025	3,09	0,1972	0,5795
		8000	800	0,008	1,4	2,334	0,8511	534,4	0,7079	1	0,8431
		10000	1000	0,0097	56,2	2,667	0,9441	665,6	1,189	0,5821	0,9344

Fuente: Autor

Se evidencio en los datos que el cono que tuvo mayores magnitudes de vibración durante la prueba de fresado, fue el cono ER16. En las pruebas de 2400 RPM se presentaron casos en los cuales al cortar con mayor profundidad de corte o con un cono de sujeción diferente, el proceso se hizo más estable.

Para profundidades de corte de 5 mm por ejemplo, el cono que presento el proceso más estable fue el ER32, seguido del cono hidráulico y por ultimo como el menos rígido el cono ER16; sin embargo por ejemplo a 7,334 mm, el cono que presentó la mayor rigidez fue el hidráulico, seguido por el cono ER32 y por ultimo como el menos rígido, el cono ER16. El valor más alto de vibración se presentó en el cono ER16 a 3200 RPM.

En el caso de los 7 mm, el cono hidráulico registró $0,17 \text{ m/s}^2$, el cual fue un valor menor en comparación a aceleraciones de profundidades de corte menores. Lo mismo sucedió en el cono ER32, en el cual a los 7 mm de profundidad la aceleración de vibración fue de $0,48 \text{ m/s}^2$ aproximadamente, siendo menor a valores de aceleración registrados a menores profundidades, por último el cono ER16 con una aceleración de $4,5 \text{ m/s}^2$, fue el menos rígido nuevamente.

Durante el corte de los 8 mm de profundidad, el cono más rígido fue el hidráulico con una magnitud de aceleración de vibración de $0,08 \text{ m/s}^2$ aproximadamente, el cono hidráulico al igual que los otros conos, mostro la reducción de las aceleraciones de vibración a esta profundidad, en comparación a las aceleraciones registradas a menores profundidades de corte.

En las pruebas de 5200 RPM se presentaron casos en los cuales al cortar con mayor profundidad de corte o con un cono de sujeción diferente, el proceso se hizo más estable. Para profundidades de corte de 6 mm por ejemplo, el cono que presento el proceso más estable fue el ER32 con un valor de aceleración de vibración de $0,20 \text{ m/s}^2$ aproximadamente, seguido del cono hidráulico con un valor de $0,15 \text{ m/s}^2$ y por ultimo como el menos rígido el cono ER16 con $4,315 \text{ m/s}^2$ aproximadamente. Para esta velocidad, en todas las profundidades de corte, el cono de sujeción más estable fue el ER32.

Durante el corte de los 5 mm de profundidad, el cono más rígido fue el ER32 con una magnitud de aceleración de vibración de $0,20 \text{ m/s}^2$ aproximadamente, el cono ER32 mostro estabilidad en las aceleraciones de vibración en comparación a las aceleraciones registradas a menores profundidades de corte. En el cono hidráulico el valor de la vibración fue de $0,29 \text{ m/s}^2$, disminuyendo su magnitud respecto a la profundidad inmediatamente anterior (4,667 mm), la cual era menor. El cono menos rígido siguió siendo el ER16 con un valor de vibración de $4,30 \text{ m/s}^2$ aproximadamente; sin embargo su magnitud de vibración disminuyó respecto a la profundidad de corte inmediatamente anterior

El caso de los 6,667 mm en el cono ER32 registró $0,12 \text{ m/s}^2$, el cual fue un valor menor en comparación a aceleraciones de profundidades de corte menores. Lo mismo sucedió en el cono hidráulico, en el cual a los 6,667 mm de profundidad la aceleración de vibración fue de $0,19 \text{ m/s}^2$ aproximadamente, siendo menor a

valores de aceleración registrados a menores profundidades, por último el cono ER16 con una aceleración de $3,6 \text{ m/s}^2$, fue el menos rígido nuevamente.

En las pruebas de 8000 RPM se presentaron casos en los cuales al cortar con mayor profundidad de corte o con un cono de sujeción diferente, el proceso se hizo más estable. Para profundidades de corte de 8 mm por ejemplo, el cono que presento el proceso más estable fue el ER16 con un valor de aceleración de vibración de $0,27 \text{ m/s}^2$ aproximadamente, seguido del cono ER32 con un valor de $0,45 \text{ m/s}^2$ y por ultimo como el menos rígido el cono hidráulico con $0,73 \text{ m/s}^2$ aproximadamente (Figura 86); sin embargo por ejemplo a 5,334 mm, el cono que presentó la mayor rigidez fue el ER32 con una aceleración de vibración de $0,5 \text{ m/s}^2$, seguido por el cono hidráulico con $0,75 \text{ m/s}^2$ aproximadamente (Figura 86) y por ultimo como el menos rígido, el cono ER16 con una aceleración de vibración de $1,905 \text{ m/s}^2$.

Las profundidades de corte en las que se disminuyen las aceleraciones de vibración en los tres conos, en comparación a menores profundidades, fueron 5,667 mm y 7,667 mm, entre otros. El caso de los 5,667 mm en el cono ER32 registró $0,50 \text{ m/s}^2$, el cual fue un valor menor en comparación a aceleraciones de profundidades de corte como 5,667 mm por ejemplo. Lo mismo sucedió en el cono ER16, en el cual a los 5,667 mm de profundidad la aceleración de vibración fue de $0,58 \text{ m/s}^2$ aproximadamente, siendo menor a valores de aceleración registrados a menores profundidades, por último el cono hidráulico con una aceleración de $0,77 \text{ m/s}^2$ al cortar 5,667 mm, fue el menos rígido. Durante el corte de los 7,667 mm de profundidad, el cono más rígido fue el ER16 con una magnitud de aceleración de vibración de $0,37 \text{ m/s}^2$ aproximadamente, el cono ER16 al igual que los otros conos, mostro la reducción de las aceleraciones de vibración a esta profundidad, en comparación a las aceleraciones registradas a menores profundidades de corte.

En las pruebas de 10000 RPM se presentaron casos en los cuales al cortar con mayor profundidad de corte o con un cono de sujeción diferente, el proceso se hizo más estable. Para profundidades de corte de 8 mm por ejemplo, el cono que presento el proceso más estable fue el ER32 con un valor de aceleración de vibración de $0,53 \text{ m/s}^2$ aproximadamente (Figura 78), seguido del cono hidráulico con un valor de $0,78 \text{ m/s}^2$ (Figura 88) y por ultimo como el menos rígido el cono ER16 con $2,042 \text{ m/s}^2$ aproximadamente (Figura 68); sin embargo para bajas profundidades de corte, el cono que presentó la mayor rigidez fue el hidráulico, por ejemplo a 2,334 mm tuvo una aceleración de vibración de $0,46 \text{ m/s}^2$ (Figura 88), seguido por el cono ER32 con $0,55 \text{ m/s}^2$ aproximadamente (Figura 78) y por ultimo como el menos rígido, el cono ER16 con una aceleración de vibración de $0,61 \text{ m/s}^2$ (Figura 68).

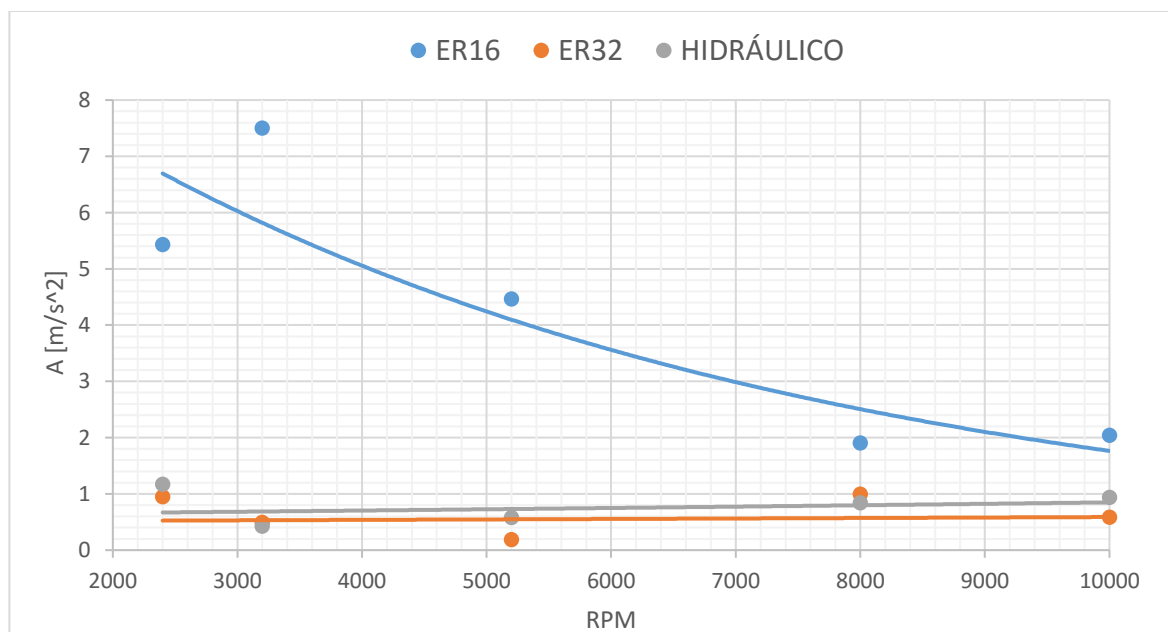
Las profundidades de corte en las que se disminuyen las aceleraciones de vibración en los tres conos, en comparación a las aceleraciones de vibración generadas a menores profundidades, fueron 4 mm y 7,334 mm, entre otros. El caso de los 4 mm en el cono ER32 registró $0,46 \text{ m/s}^2$, el cual fue un valor menor en comparación a aceleraciones de profundidades de corte menores. Lo mismo sucedió en el cono hidráulico, en el cual a los 7 mm de profundidad la aceleración de vibración fue de

0,62 m/s² aproximadamente, siendo menor a valores de aceleración registrados a menores profundidades, por último el cono ER16 con una aceleración de 0,68 m/s², fue el menos rígido nuevamente.

Durante el corte de los 7,334 mm de profundidad, el cono más rígido fue el ER32 con una magnitud de aceleración de vibración de 0,50 m/s² aproximadamente, el cono ER32 al igual que los otros conos, mostro la reducción de las aceleraciones de vibración a esta profundidad, en comparación a las aceleraciones registradas a menores profundidades de corte. El cono ER16 realizo el proceso de corte más estable a 8000 RPM, principalmente a altas profundidades de corte también, sin embargo en general fue el cono que menos rigidez tuvo durante las pruebas de corte, en el caso del cono hidráulico, se destacó en general para altas profundidades de corte, sin embargo solo supero a los otros sistemas de sujeción en las pruebas de corte a 3200 RPM.

Las configuraciones de montaje que resultaron más rígidas servirían para realizar mecanizados con tolerancias geométricas y dimensionales de alto nivel, además de su implementación en estrategias de mecanizado eficaz. El cono ER32 se destacó en varias pruebas, principalmente a altas velocidades. Por otro lado, el cono ER16 presentó el comportamiento dinámico menos adecuado durante las pruebas, siendo el cono que mayores amplitudes de vibración generó. El cono hidráulico tuvo un comportamiento similar al del cono ER32 (Figura 90).

Figura 90. Amplitudes máximas propias del fresado vs Velocidad husillo



Fuente: Autor

5.5 ANÁLISIS DE FRECUENCIAS NATURALES

Según la simulación realizada anteriormente, se obtuvo que para el cono ER16 hay dos modos de vibración que pueden ser estudiados teniendo en cuenta la banda de frecuencias usada en el analizador de vibraciones. El primero fue de 3601 Hz y el segundo fue de 3604 Hz (Figura 91a). En la Figura 92, se observan las frecuencias a las cuales se presentaron los mayores picos de vibración del cono ER16 a 2400 RPM, el cual fue el que presentó los picos más prolongados los cuales fueron 3,125 Hz y 3738 Hz. Estos modos de vibración fueron muy cercanos a las frecuencias en donde se observó que hubo un aumento relativamente considerable de vibración, lo cual indica que son frecuencias sensibles a amplificar sus magnitudes de aceleración de vibración ya que están cercanas a frecuencias naturales propias del sistema de sujeción.

Figura 91. Resultados caracterización dinámica

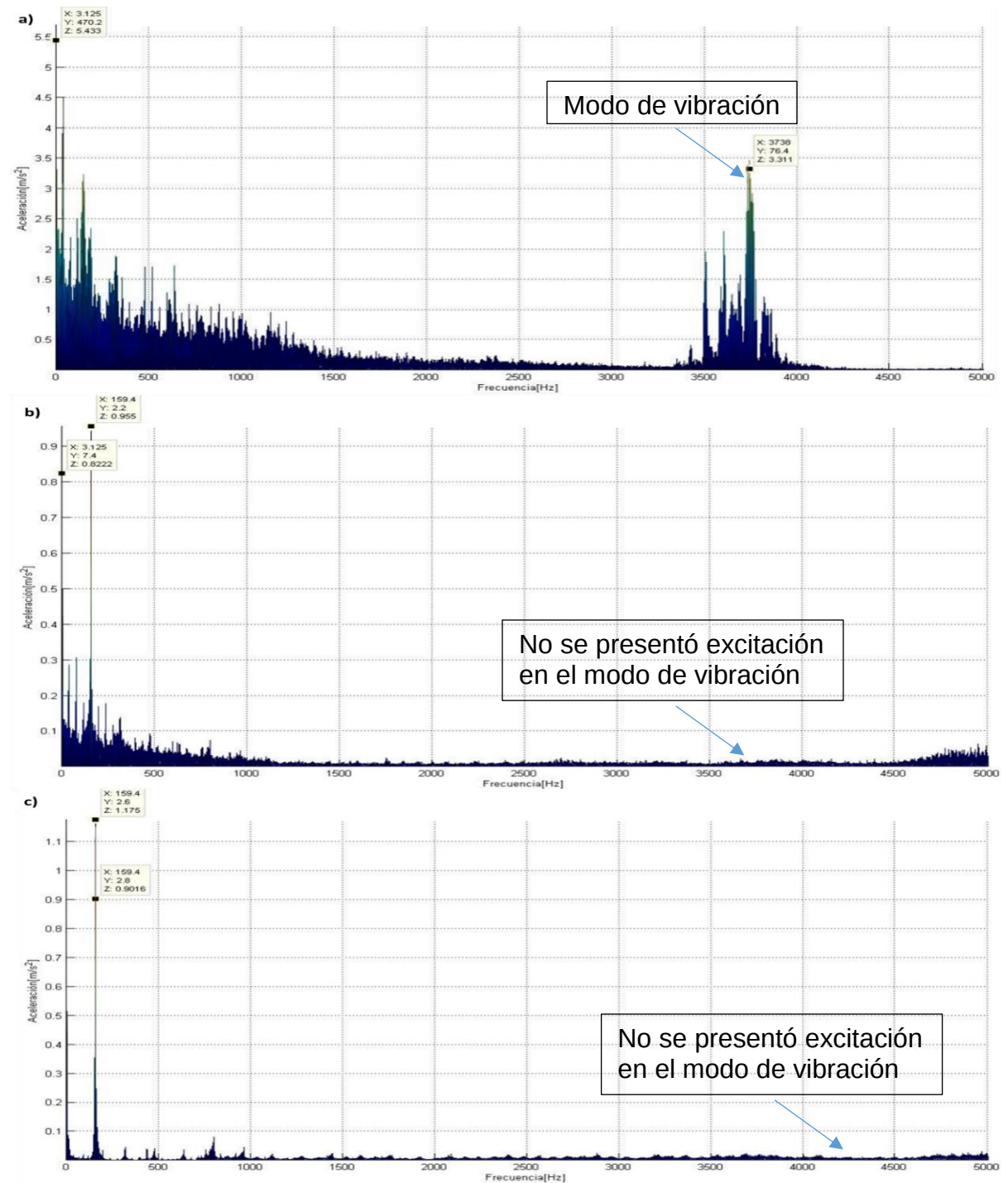
a)	b)	c)
ER16	ER32	HIDRÁULICO
⊕ Modo 1 : 3.601e+003 Hz	⊕ Modo 1 : 3.074e+003 Hz	⊕ Modo 1 : 4.399e+003 Hz
⊕ Modo 2 : 3.604e+003 Hz	⊕ Modo 2 : 3.082e+003 Hz	⊕ Modo 2 : 4.404e+003 Hz
⊕ Modo 3 : 5.768e+003 Hz	⊕ Modo 3 : 5.914e+003 Hz	⊕ Modo 3 : 6.519e+003 Hz
⊕ Modo 4 : 5.770e+003 Hz	⊕ Modo 4 : 5.923e+003 Hz	⊕ Modo 4 : 6.533e+003 Hz
⊕ Modo 5 : 1.155e+004 Hz	⊕ Modo 5 : 8.287e+003 Hz	⊕ Modo 5 : 1.202e+004 Hz

a) ER16, b) ER32 y c) HID

Fuente: Autor

Para este caso no representó gran riesgo el hecho de que se presentaran aumentos en las frecuencias cercanas a los modos de vibración del sistema de sujeción, ya que las magnitudes de la vibración fueron muy bajas, lo que determinó que el proceso incluso en las condiciones de corte críticas, se desempeñó bien, viéndolo desde el punto de vista de la sujeción. Debe tenerse en cuenta que en el proceso también influye mucho la calidad y la capacidad de la herramienta de corte, ya que al perder el filo por ejemplo no podría hablarse de un buen desempeño en el proceso.

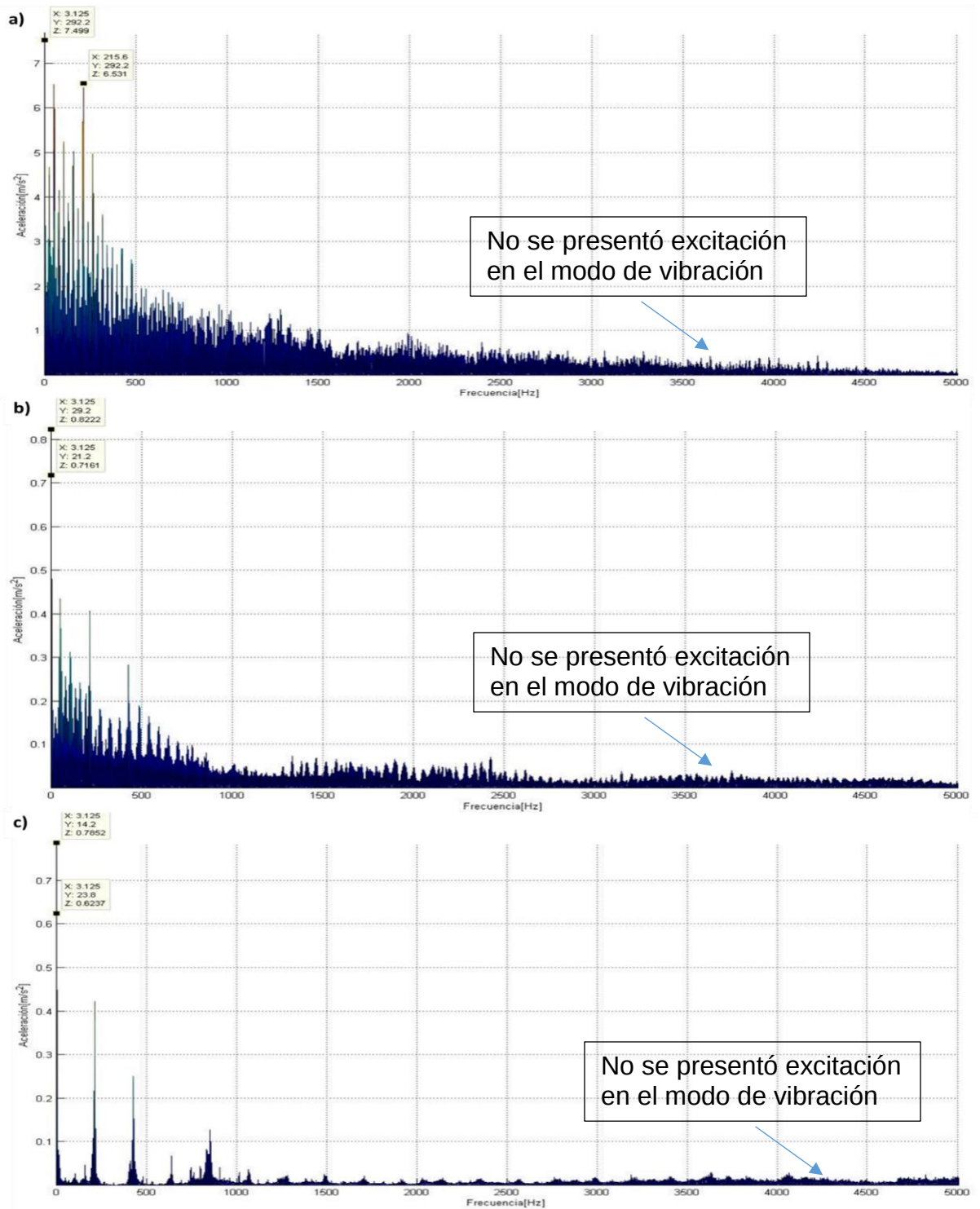
Figura 92. Aceleración vs Frecuencia, 2400RPM



a) ER16, b) ER32 y c) HID

Fuente: Autor

Figura 93. Aceleración vs Frecuencia, 3200RPM



a) ER16, b) ER32 y c) HID

Fuente: Autor

En la Figura 93 se observan las frecuencias a las cuales se presentaron los mayores picos de vibración a 3200 RPM, los cuales fueron en el cono ER16 a los 3,125 Hz y 215,6 Hz, los cuales son múltiplos el uno del otro.

Para el cono hidráulico y el cono ER32, hay dos modos vibración que pueden ser estudiados teniendo en cuenta la banda de frecuencias usada en el analizador de vibraciones. El primero fue de 3074 Hz y el segundo fue de 3082 Hz, en el caso del cono ER32. Para el cono hidráulico los modos de vibración que se pueden estudiar son 4399 Hz y 4304 Hz. Hasta el momento, estos conos de sujeción no presentaron picos de vibración en sus respectivas frecuencias naturales.

Por otro lado se observan en la Figura 94, las frecuencias a las cuales se presentaron los mayores picos de vibración a 5200 RPM, los cuales fueron en el cono ER16, a los 3756 Hz y 3766 Hz.

El cono hidráulico presentó picos de vibración en sus respectivas frecuencias naturales, sin embargo para este caso no representó gran riesgo el hecho de que se presentaran aumentos en las frecuencias cercanas a los modos de vibración del sistema de sujeción, ya que las magnitudes de la vibración fueron muy bajas.

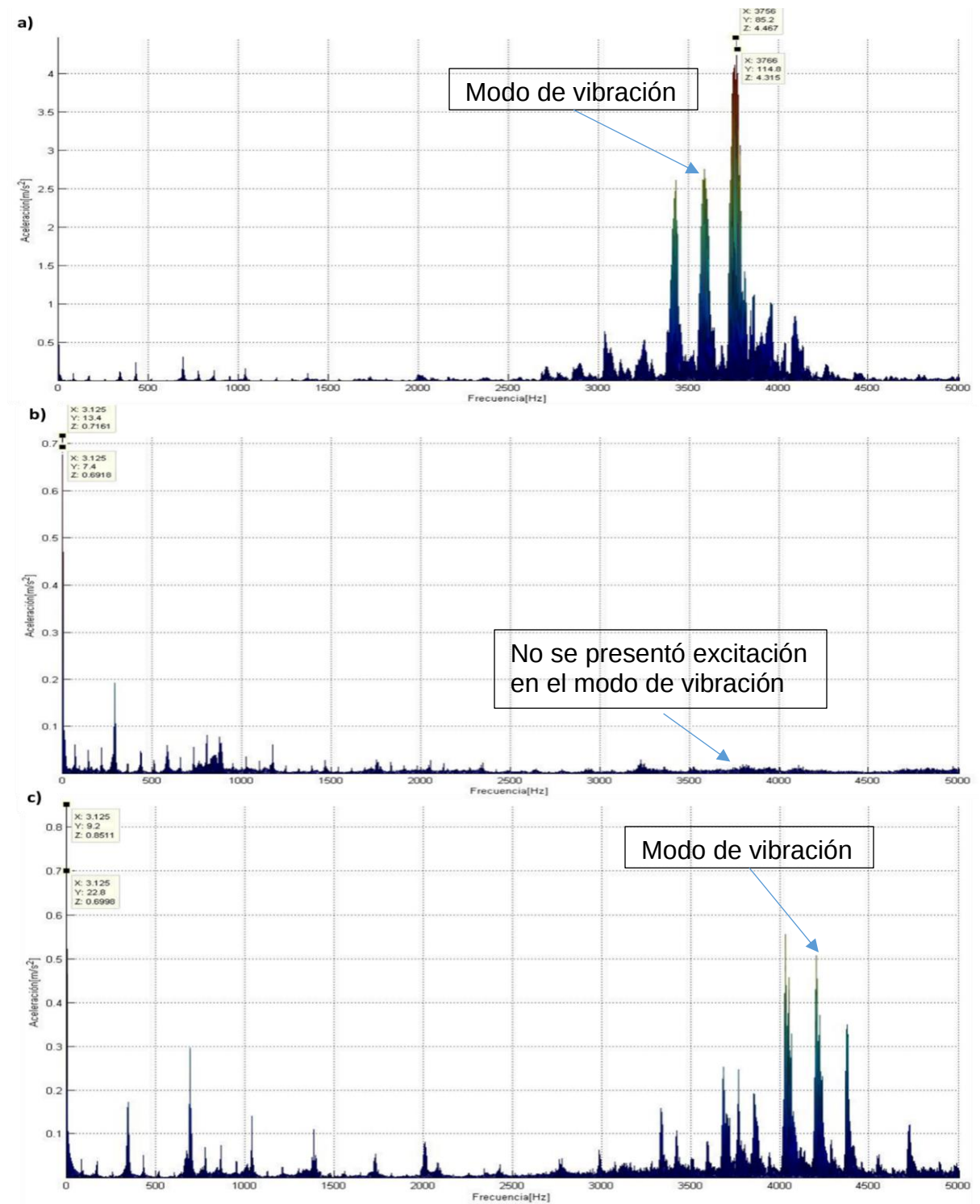
En la Figura 95, se presentan las frecuencias en las cuales se evidenciaron los mayores picos de vibración a 8000 RPM, las cuales fueron en el cono ER16, el cual fue el que presentó los picos más prolongados, fueron a 3725 Hz.

Para las 10000 RPM, las frecuencias en las que se presentaron los mayores picos de vibración fueron 3981 Hz y 3984 Hz en el cono ER16 (Figura 96).

En las pruebas en las que no se realizaron cortes, los picos de vibración se presentaban exactamente a los 4000 Hz, pero al realizar los cortes, estos picos se trasladaron un poco, ubicándose en algunas ocasiones en 3750 Hz. Cuando el proceso no era tan estable, los picos máximos de amplitud de vibración se generaban en la región entre los 3750 Hz y los 4000 Hz, es decir, que en la zona entre los 3750 Hz y los 4000 Hz se encontraba una de las frecuencias naturales del sistema.

El cono ER16 presentó picos de vibración en esta zona en todas las pruebas, aunque únicamente en determinadas profundidades de corte. El cono hidráulico presentó picos de vibración a los 4000 Hz solo cuando el husillo giraba 5200 RPM, por último el cono ER32 se presentó como el más rígido al no generar picos de vibración en el rango de frecuencias mencionado anteriormente.

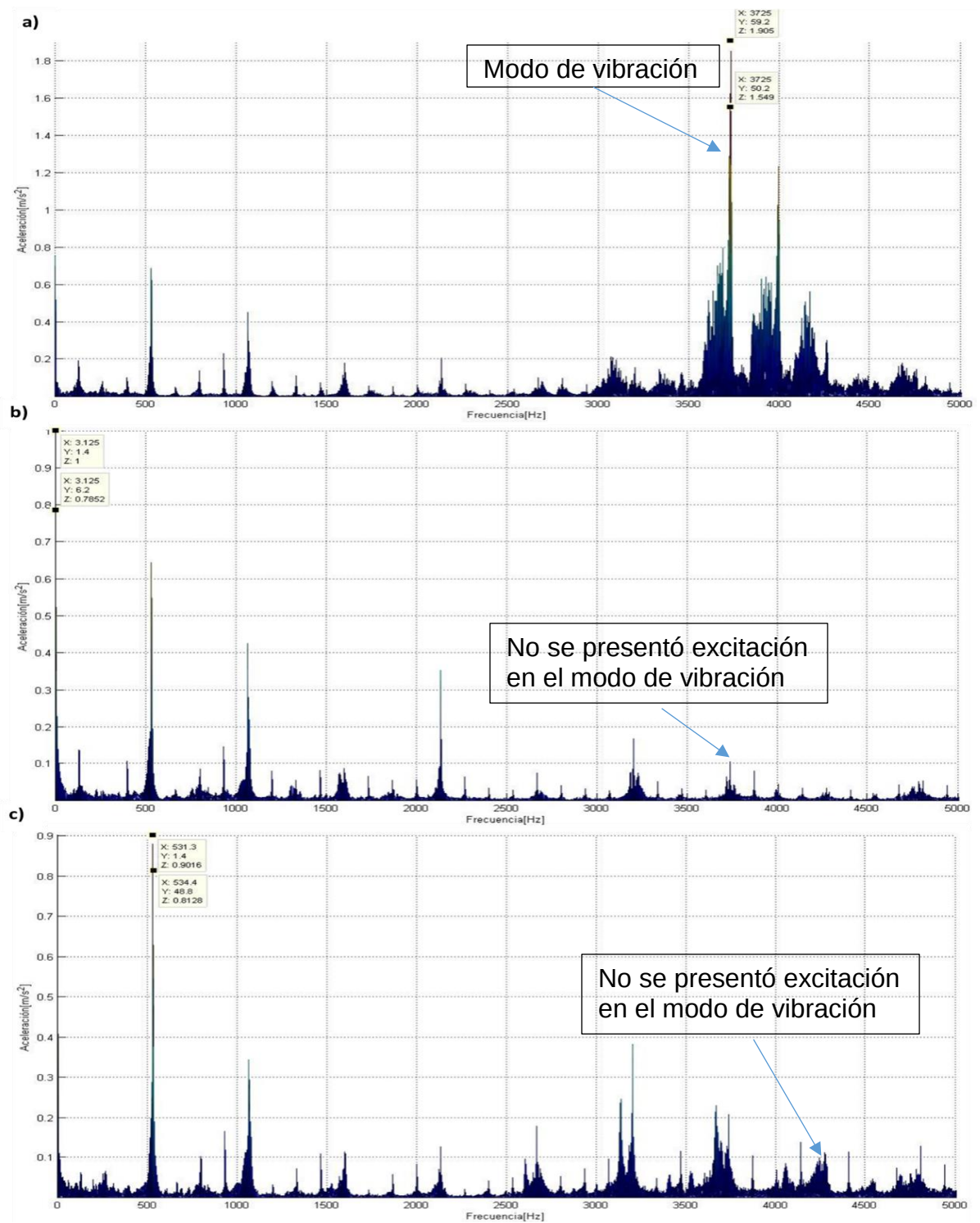
Figura 94. Aceleración vs Frecuencia, 5200RPM



a) ER16, b) ER32 y c) HID

Fuente: Autor

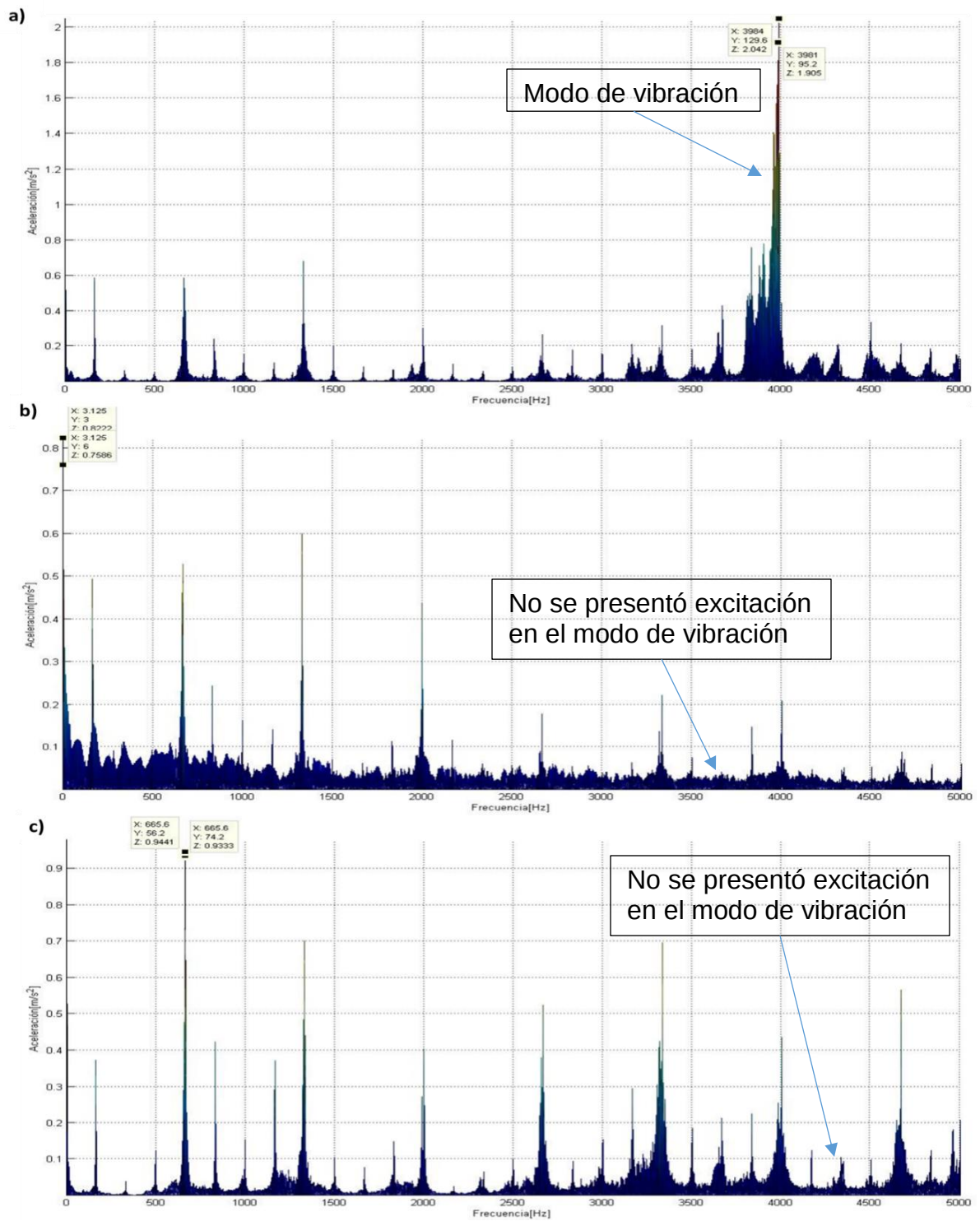
Figura 95. Aceleración vs Frecuencia, 8000RPM



a) ER16, b) ER32 y c) HID

Fuente: Autor

Figura 96. Aceleración vs Frecuencia, 10000RPM



a) ER16, b) ER32 y c) HID

Fuente: Autor

5.6 APLICACIÓN EN ESTRATEGIAS DE MECANIZADO EFICAZ

Las configuraciones durante las pruebas del proceso de fresado que tuvieron menor amplitud de vibración, pueden ser utilizadas para el desarrollo e implementación de estrategias de mecanizado eficaz como el mecanizado de alta velocidad y el mecanizado trocoidal, las cuales aplican para el tipo de prueba de corte realizada.

El uso de parámetros de corte adecuados, está relacionado con el aumento de la velocidad de remoción de material (Q), la cual es directamente proporcional a la profundidad de corte tanto axial (ap) como radial (ae), y al avance (F). Al aumentar la tasa de remoción de material, se disminuyen los tiempos del proceso de corte, haciendo que el mecanizado sea más eficiente.

Velocidad de remoción de material:

$$Q [mm^3/min] = ap [mm] * ae[mm] * F[mm/min]$$

A continuación se compara y analiza la velocidad de remoción de material ideal según fabricante, y la velocidad de remoción de material ideal según las pruebas realizadas, aplicados al mecanizado de alta velocidad y al mecanizado trocoidal.

- **Parámetros de corte ideales según fabricante.**

Velocidad de husillo [rpm]: 5200

Profundidad de corte axial [mm]: 4,8

Profundidad de corte radial [mm]: 8

Avance por diente [mm/t]: 0,025

Avance [mm/min]: 520

Velocidad de corte [m/min]: 130

Velocidad de remoción de material máxima [mm³/min]: **19968**

- **Mecanizado de alta velocidad.** Se emplean configuraciones que permitan tener altos avances pero bajas profundidades de corte, para no generar un desgaste alto en la herramienta de corte. Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, para un mecanizado de alta velocidad óptimo de un acero AISI 1045, se pueden utilizar los siguientes rangos de parámetros de corte y sistemas de sujeción:

Velocidad de husillo [rpm]: 7200 - 10000

Profundidad de corte axial [mm]: 4 máx.

Profundidad de corte radial [mm]: 8

Avance por diente [mm/t]: 0,025

Avance [mm/min]: 720 – 1000

Velocidad de corte [m/min]: 180 – 250

Velocidad de remoción de material máxima [mm³/min]: **32000**

Sistema de sujeción: ANN WAY BT40 ER32 – 100 (Pinzas colapsibles)

ISCAR BT40 HYDRO 8x90 (Hidráulico)

ANN WAY BT40 ER16 – 90 (ap: 2 mm máx.)

- **Mecanizado trocoidal.** Se emplean configuraciones que permitan tener altos avances, ya que debe compensarse el hecho de que los mecanizados requerirán más pasadas al cortar con un porcentaje de diámetro menor. Esto es una ventaja ya que reduce las cargas en la herramienta y por lo tanto el desgaste de la misma[20]. Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, para un mecanizado trocoidal óptimo de un acero AISI 1045, se pueden utilizar los siguientes rangos de parámetros de corte y sistemas de sujeción:

Velocidad de husillo [rpm]: 5200 - 7200

Profundidad de corte axial [mm]: 4 – 8

Profundidad de corte radial [mm]: 4 máx.

Avance por diente [mm/t]: 0,025

Avance [mm/min]: 520 – 720

Velocidad de corte [m/min]: 130 – 180

Velocidad de remoción de material máxima [mm³/min]: **23040**

Sistema de sujeción: ANN WAY BT40 ER32 – 100

ISCAR BT40 HYDRO 8x90 (ap: 4 - 5 mm máx.)

Usando las configuraciones más rígidas obtenidas en las pruebas, aumenta la velocidad de remoción de material en un 60% para la aplicación en el mecanizado de alta velocidad y un 15,2% para la aplicación en el mecanizado trocoidal.

6. CONCLUSIONES

- Durante las pruebas realizadas pudieron analizarse las aceleraciones de vibración propias del giro libre del husillo, del avance de la mesa del centro de mecanizado y del proceso de fresado. Para el giro libre del husillo se evidenció la influencia de la posición del husillo. Cuando el husillo estaba en la posición desplazada -320 mm en la dirección z, las magnitudes de las aceleraciones de vibración aumentaron, es decir, la rigidez de los procesos podría aumentarse al disminuir la distancia de desplazamiento del husillo.
- La dinámica presentada por los tres sistemas de sujeción permitió concluir que las magnitudes de las aceleraciones de vibración propias del giro del husillo y del avance de la herramienta son muy bajas, comparadas con las generadas por el proceso de fresado. Sin embargo hay casos particulares, en los que el proceso se hace tan estable, que el valor de la aceleración de vibración propio del proceso de fresado es muy bajo.
- Los datos obtenidos experimentalmente permitieron evidenciar durante el proceso de fresado, como las amplitudes de vibración variaban según la configuración del sistema de sujeción y los parámetros de corte utilizados. Se identificó que hay una gran cantidad de configuraciones que serían útiles en el desarrollo de estrategias de mecanizado eficaz como el mecanizado de alta velocidad y el mecanizado trocoidal, mejorando aspectos como el avance, la velocidad de giro del husillo, las profundidades de corte máximas y el cono de sujeción a utilizar, con un enfoque de optimizar tasas de remoción de material y tiempos de fabricación.
- Durante el desarrollo de las pruebas se comprobó que alrededor de los 4000 Hz se desarrollaron picos de vibración debido a que era una frecuencia natural de uno de los modos de vibración del sistema máquina herramienta-portaherramientas-herramienta de corte, lo cual no fue un impedimento para el desarrollo de la prueba ya que en ningún momento se llegó al valor exacto de la frecuencia natural de alguno de los modos de vibración, además las amplitudes de las aceleraciones de vibración fueron muy bajas durante todas las pruebas.
- Se evidencio la gran rigidez que tiene el centro de mecanizado FINETECH GTX 170, ya que no presento altas amplitudes de aceleración de vibración, incluso en las condiciones de corte más críticas.

7. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Para este trabajo se realizó el diseño experimental, el cual no fue viable debido al requerimiento de varias herramientas de corte y mucho tiempo para desarrollo de todas las pruebas requeridas, con el fin de garantizar la precisión estadística de la prueba.

Este tipo de análisis son la base para el desarrollo de lóbulos de estabilidad, control adaptativo y estrategias de mecanizado eficaz. Al ser un tema tan complejo, queda mucho por hacer, como análisis en diferentes tipos de herramienta, diámetros de corte, materiales, estrategias de mecanizado, tipos de máquina herramienta, entre otros, con el fin de contribuir al entendimiento de la dinámica de los procesos de fresado.

Se recomienda validar el método desarrollado en este trabajo, con un diagrama de lóbulos de estabilidad propio de estas configuraciones de montaje. El cual puede obtenerse mediante el uso de softwares como METALMAX o VP ARMONIZER.

Las gráficas de todas las pruebas realizadas se presentan en una carpeta adjunta a la entrega de este documento, con el propósito de tener una base para trabajos futuros.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] S. T. Newman and a. Nassehi, "Universal Manufacturing Platform for CNC Machining," *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 56, no. 1, pp. 459–462, Jan. 2007.
- [2] F. Nabhani, "Wear mechanisms of ultra-hard cutting tools materials," vol. 115, no. June, pp. 402–412, 2001.
- [3] T. L. Schmitz, K. Powell, D. Won, G. Scott Duncan, W. Gregory Sawyer, and J. C. Ziegert, "Shrink fit tool holder connection stiffness/damping modeling for frequency response prediction in milling," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 47, no. 9, pp. 1368–1380, Jul. 2007.
- [4] W. Xiao, L. Zheng, J. Huan, and P. Lei, "A complete CAD/CAM/CNC solution for STEP-compliant manufacturing," *Robot. Comput. Integr. Manuf.*, vol. 31, no. 1, pp. 1–10, Feb. 2015.
- [5] M. Soshi, H. Ishiguro, and K. Yamazaki, "A study on the development of a multi-purpose spindle system for quality productive machining," *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 58, no. 1, pp. 327–330, Jan. 2009.
- [6] T. Schmitz, M. Davies, B. Dutterer, and J. Ziegert, "The application of high-speed CNC machining to prototype production," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 41, no. 8, pp. 1209–1228, Jun. 2001.
- [7] M. Otkur and I. Lazoglu, "Trochoidal milling," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 47, no. 9, pp. 1324–1332, Jul. 2007.
- [8] G. Byrne, D. Dornfeld, and B. Denkena, "Advancing Cutting Technology," *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 52, no. 2, pp. 483–507, Jan. 2003.
- [9] H. Perez, E. Diez, J. Perez, and a. Vizan, "Analysis of Machining Strategies for Peripheral Milling," *Procedia Eng.*, vol. 63, pp. 573–581, Jan. 2013.
- [10] G. Quintana and J. Ciurana, "Chatter in machining processes: A review," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 51, no. 5, pp. 363–376, May 2011.
- [11] Z. Houming, W. Chengyong, and Z. Zhenyu, "Dynamic characteristics of conjunction of lengthened shrink-fit holder and cutting tool in high-speed milling," *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 207, no. 1–3, pp. 154–162, Oct. 2008.

- [12] T. L. Schmitz and S. Scoot, *Machining dynamics. Frequency response to improved productivity*. New York: Springer US, 2009.
- [13] D. de I. mecanica de F.I.U.B.A, "Mecanizado de Alta velocidad," *Castro, Guillermo*, 2008.
- [14] M. Namazi, "Mechanics and dynamics of the tool holder - spindle interface," *Univ. Br. Columbia*, no. April, p. 5, 2006.
- [15] S. Millán Gómez, *Fabricación mecanica: Procedimientos de mecanizado*, vol. 2. España: Thomson, 2006.
- [16] H. A. Youssef and H. El-Hofy, *Machining technology: Machine tools and operations*. Boca Raton: CRC Press, 2008.
- [17] A. Lamikiz, J. A. Snachez, and M. A. Salgado, "Conos portaherramientas para mecanizado de alta velocidad," *Univ. del Pais Vasco*, 2012.
- [18] MAPAL Inc., "Tecnologías de precisión," *Port Huron MI*.
- [19] M. S. Fulgueria, *Elaboración de programas de CNC para la fabricación de piezas por arranque de viruta.*, IC Editori. 2014.
- [20] H. P. García and A. V. Idoipe, "Influencia de la variación de las condiciones de mecanizado en el proceso de fresado," *Esc. técnica Super. Ing. Ind. Ing. mecánica y Fabr.*, vol. 1, p. 225, 2012.
- [21] Carvajal Medios B2B Metalmecánica: Artículo de revisión, "Información técnica y de negocios para la industria metalmecánica en América latina: Generalidades del mecanizado 3+2," 2014.
- [22] G. Castro, "Tecnicas modernas de mecanizado Parte III," *Departamento de Ingenieria mecanica de F.I.U.B.A.* [Online]. Available: http://campus.fi.uba.ar/file.php/295/Material_Complementario/Tecnicas_Modernas_de_Mecanizado_III.pdf.
- [23] P. N. Saavedra, "LA MEDICION Y ANALISIS DE LAS VIBRACIONES COMO TECNICA DE INSPECCION DE EQUIPOS Y COMPONENTES , APLICACIONES ," *Fac. Ing. Univ. concepción*, vol. Concepción, p. 8, 2014.
- [24] H. Moradi, G. Vossoughi, and M. R. Movahhedy, "Bifurcation analysis of nonlinear milling process with tool wear and process damping: Sub-harmonic resonance under regenerative chatter," *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 85, pp. 1–19, 2014.

- [25] A. . Celaya, L. N. . López de Lacalle, U. . Bravo, S. . Fraile, and F.Girot;,
“ANÁLISIS TEÓRICO Y EXPERIMENTAL DEL EFECTO DEL LUBRICANTE
MICROPULVERIZADO EN EL FRESADO A ALTA VELOCIDAD,” *Univ. del
País Vasco, Dep. Ing. Mecánica.*, p. 1.
- [26] Y. Altintas and E. Budak, “Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling,”
CIRP Ann. - Manuf. Technol., vol. 44, no. 1, pp. 357–362, 1995.
- [27] Y. Altintas, *Manufacturing Automation: Metal cutting mechanics, Machine tool
vibrations and CNC design.*, Cambridge . Columbia, 2012.
- [28] F. Beer, R. Johnston, and P. Cornwell, *Mecánica vectorial para ingenieros.
Dinámica.*, Mc Graw Hi. 2010.
- [29] P. G. White, *Introducción al Análisis de Vibraciones.* Woburn, U.S.A: AZIMA
DLI, 2010.
- [30] S. L. Sensing, “Sensores para la medición de parametros físicos.” [Online].
Available: <http://www.sensing.es/>.
- [31] M. V. Muñoz Badilla and J. Vásquez Rojas, *Metrología E Instrumentación :
Manual de Laboratorio*, Editorial . 2004.
- [32] Singiresu S. Rao, *Vibraciones mecánicas.* Pearson, 2012.
- [33] C. L, *Time-Frequency Distributions.* Vol 77, N°7, 1989.
- [34] Z. Dombovari, A. Iglesias, M. Zatarain, and T. Insperger, “International Journal
of Machine Tools & Manufacture Prediction of multiple dominant chatter
frequencies in milling processes,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 51, no. 6,
pp. 457–464, 2011.
- [35] F. T. Cut, “Chatter Control For The Rest Of Us.”
- [36] N. Grossi, L. Sallese, A. Scippa, and G. Campatelli, “Chatter stability prediction
in milling using speed-varying cutting force coefficients,” *Procedia CIRP*, vol.
14, pp. 170–175, 2014.
- [37] M. W. Ā, W. Zhang, J. Dang, and Y. Yang, “International Journal of Machine
Tools & Manufacture A unified stability prediction method for milling process
with multiple delays,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 50, no. 1, pp. 29–41,
2010.

- [38] J. R. Alique and J. C. Monje, "A new analytical – experimental method for the identification of stability lobes in high-speed milling," vol. 44, pp. 1591–1597, 2004.
- [39] D. Olvera, A. Elias-Zuñiga, H. Martinez-Alfaro, L. N. Lopez de Lacalle, C. a. Rodriguez, and F. J. Campa, "Determination of the stability lobes in milling operations based on homotopy and simulated annealing techniques," *Mechatronics*, vol. 24, no. 3, pp. 177–185, 2014.
- [40] M. Eynian, "Frequency domain study of vibrations above and under stability lobes in machining systems," *Procedia CIRP*, vol. 14, pp. 164–169, 2014.
- [41] V. Gagnol, B. C. Bouzgarrou, P. Ray, and C. Barra, "Model-based chatter stability prediction for high-speed spindles," vol. 47, pp. 1176–1186, 2007.
- [42] B. Powalka and K. Jemielniak, "CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology Stability analysis in milling of flexible parts based on operational modal analysis," *CIRP J. Manuf. Sci. Technol.*, vol. 9, pp. 125–135, 2015.
- [43] R. Rafal, L. Pawel, K. Krzysztof, K. Bogdan, and W. Jerzy, "International Journal of Mechanical Sciences Chatter identification methods on the basis of time series measured during titanium superalloy milling," *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 99, pp. 196–207, 2015.
- [44] L. Zhongqun and L. Qiang, "Solution and Analysis of Chatter Stability for End Milling in the Time-domain," vol. 21, pp. 169–178, 2008.
- [45] G. Quintana, J. Ciurana, and D. Teixidor, "A new experimental methodology for identification of stability lobes diagram in milling operations," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 48, no. 15, pp. 1637–1645, 2008.
- [46] C. K. Toh, "ARTICLE IN PRESS Vibration analysis in high speed rough and finish milling hardened steel," vol. 278, pp. 101–115, 2004.
- [47] W. X. Tang, Q. H. Song, S. Q. Yu, S. S. Sun, B. B. Li, B. Du, and X. Ai, "Prediction of chatter stability in high-speed finishing end milling considering multi-mode dynamics," vol. 9, pp. 2585–2591, 2008.
- [48] Universidad Internacional Mendez Pelayo, *Actualización científica y didáctica. Temas relevantes de la matemática actual*. 2000.
- [49] Stanley Wolf and R. F. M., Smith, *Guía para mediciones electrónicas y prácticas de laboratorio*, California. 1992.

- [50] “ANNWAY. 2009 Catalogue. Tooling systems.” ANN WAY Machine tools Co. LTDA.

ANEXOS

Anexo A. Datos técnicos de los conos ER16 y ER32



Fuente: [50]

Anexo B. Datos técnicos de pinzas, conos ER16 y ER32



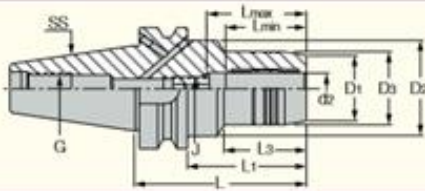
Fuente: [50]

Anexo C. Datos técnicos de cono Hydro 8x90

BT MAS • HYDROFIT HOLDING LINE

BT-HYDRO

Hydraulic Chucks with MAS-BT Form ADB Shanks




Designation	SS	d ₂	D ₁	D ₃	D ₇	L	L ₁	L ₃	L _{min}	L _{max}	J	G	Kg
BT40 HYDRO 6 X 90 (1)	40	6.00	23.0	26.00	50.00	90.00	63.0	43.00	27.0	37.0	M5	M16	1.39
BT40 HYDRO 8 X 90 (1)	40	8.00	25.0	28.00	50.00	90.00	63.0	43.50	27.0	37.0	M6	M16	1.42
BT40 HYDRO 10 X 90 (1)	40	10.00	27.0	30.00	50.00	90.00	63.0	44.00	32.0	42.0	M8X1	M16	1.44
BT40 HYDRO 12 X 90 (1)	40	12.00	29.0	32.00	50.00	90.00	63.0	44.50	37.0	47.0	M10X1	M16	1.46
BT40 HYDRO 14 X 90 (1)	40	14.00	30.0	34.00	50.00	90.00	63.0	47.50	37.0	47.0	M10X1	M16	1.44
BT40 HYDRO 16 X 90 (1)	40	16.00	34.0	38.00	50.00	90.00	63.0	47.50	42.0	52.0	M12X1	M16	1.51
BT40 HYDRO 18 X 90 (1)	40	18.00	36.0	40.00	50.00	90.00	63.0	47.50	42.0	52.0	M12X1	M16	1.53
BT40 HYDRO 20 X 90 (1)	40	20.00	38.0	42.00	50.00	90.00	63.0	47.50	42.0	52.0	M12X1	M16	1.56
BT40 HYDRO 25 X 90 (1)	40	25.00	46.0	50.00	63.00	90.00	51.0	51.00	48.0	58.0	M12X1	M16	1.67
BT40 HYDRO 32 X 110 (1)	40	32.00	56.0	60.00	60.00	110.00	81.5	81.50	52.0	62.0	M16X1	M16	2.34

Anexo D. Datos técnicos Fresa YGEMB43080



PLAIN SHANK
GLATTER ZYLINDERCHAFT
FLAT SHANK
SEITLICHE MITNAHMEFLÄCHEN

CARBIDE, 4 FLUTE SHORT LENGTH CORNER RADIUS VOLLHARTMETALL, 4 SCHNEIDEN KURZ ECKENRADIUS

- Special flute geometry eliminates vibrations
- Designed to mild steels, stainless steels, cast iron, tool steels, titanium alloys, prehardened steels and low hardness materials under HRC 40
- Excellent work piece finishes
- Higher speeds, deeper cuts and **metal** removal rates

- Spezielle Schneidengeometrie verhindert Vibrationen
- Geeignet für Baustähle, rostfreie Stähle, Grauguss, Werkzeugstähle, Titanlegierungen, hochfeste Stähle und Werkstoffe unter 40 HRC
- Bessere Werkstückoberflächen.
- Höhere Schnittgeschwindigkeiten, größere Profiltiefe und größeres Zerspanungsvolumen



Unit: mm

EDP No.		Corner Radius	Mill Diameter	Shank Diameter	Length of Cut	Overall Length
PLAIN	FLAT	R		h6		
EMB43030	EMB44030	RD.25-RD.38	3.0	6	7	54
EMB43040	EMB44040	RD.25-RD.38	4.0	6	8	54
EMB43050	EMB44050	RD.25-RD.38	5.0	6	10	54
EMB43060	EMB44060	RD.38-RD.51	6.0	6	10	54
EMB43080	EMB44080	RD.38-RD.51	8.0	8	12	58
EMB43100	EMB44100	RD.38-RD.51	10.0	10	14	66
EMB43120	EMB44120	RD.64-RD.76	12.0	12	16	73
EMB43140	EMB44140	RD.64-RD.76	14.0	14	18	75
EMB43160	EMB44160	RD.89-R1.02	16.0	16	22	82
EMB43180	EMB44180	RD.89-R1.02	18.0	18	24	84
EMB43200	EMB44200	RD.89-R1.02	20.0	20	26	92

CARBIDE

HSS

CBN
END MILLS

1-Xmill
END MILLS

XS070
END MILLS

X-POWER
END MILLS

JET-POWER
END MILLS

V7 Mill INOX
END MILLS

V7 Mill STEEL
END MILLS

ALU-POWER
END MILLS

Anexo E. Datos técnicos acero AISI 1045

ACERO AISI-SAE 1045 (UNS G10450)

1. Descripción: es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarios en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 163 HB (84 HRb)
Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)
Elongación 16% (en 50 mm)
Reducción de área (40%)
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.43 – 0.50 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: los usos principales para este acero es piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.

7. Tratamientos térmicos: se da normalizado a 900°C y recocido a 790°C